

# TESIS DOCTORAL

AÑO 2018

## TÍTULO DE LA TESIS

DESARROLLO DE UN MODELO TEÓRICO PARA LA  
CARACTERIZACIÓN DEL RENDIMIENTO TÉRMICO EN  
COLECTORES SOLARES. APLICACIÓN A  
TECNOLOGÍAS DE GENERACIÓN ELÉCTRICA.

**NOMBRE Y APELLIDOS DEL AUTOR/A**  
RUBÉN BARBERO FRESNO

**PROGRAMA DE DOCTORADO EN**  
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

**NOMBRE Y APELLIDOS DEL DIRECTOR/A** *MARÍA JOSÉ MONTES PITA*  
**NOMBRE Y APELLIDOS DEL CODIRECTOR/A** *ANTONIO ROVIRA DE ANTONIO*

# Agradecimientos

Llegado este punto se mezclan muchos sentimientos, desde la profunda ansiedad por la entrega que nunca llega, hasta la satisfacción por el trabajo realizado y que puede suponer un pequeño granito de arena en el avance de, en este caso, una forma de generación de energía renovable y, por tanto, sostenible.

Ante tal mezcla de sentimientos se antoja difícil analizar con claridad todas las circunstancias y personas que han estado o se han cruzado durante estos últimos años y que han influido sobre el desarrollo de este trabajo. Probablemente sólo con el paso del tiempo se podrán valorar, en su justa medida, circunstancias como: el apoyo recibido por la gente que me rodea; el tiempo no dedicado cuando lo hayan podido necesitar o simplemente por las ganas de compartir experiencias en la vida; mi falta de equilibrio a la hora de afrontar momentos difíciles y otras situaciones en las que me haya podido afectar dicho desarrollo.

Durante estos años ha ocurrido una de las cosas más importantes que puedan ocurrirme en la vida y es el nacimiento de mi hija, Lucía. Esta renacuaja, aunque me ha robado horas de trabajo no me arrepiento de ni una sola de esas horas que he pasado con ella, en vez de trabajar en la tesis. Sólo siento que no fuesen más. En cualquier caso, estoy seguro de que eres, en gran medida, responsable de que yo haya sacado fuerzas de flaqueza en muchos momentos. Gracias, simplemente por venir a mi vida.

Como casi siempre, en el otro lado de la balanza se sitúa la muerte de mi padre que también se ha producido durante su desarrollo. Papá, como te dije en tu último aliento de tu vida, no he podido tener mejor padre que tú. Gracias y mil veces gracias porque gran parte de lo que he conseguido y de lo que soy te lo debo a ti junto con mamá y Nuri, mi hermana. Os quiero mucho.

Quiero dar infinitas gracias a quien es la principal responsable de que hoy sea una realidad el que yo pueda presentar mi tesis, mi mujer, Patricia. Espero poder compensarte algún día el gran esfuerzo que has hecho por mí, en casa, con la peque y con absolutamente todo lo que he necesitado. Han sido muchos años de sacrificio, pero esto ya está hecho. Te quiero mucho y sé que el gran equipo que hacemos nos ayuda a superar situaciones como esta y las que puedan venir. Ahora nos toca disfrutar del momento que vivimos junto a nuestra peque.

Por supuesto, quiero agradecer a mis padres y hermana el apoyo que me han dado y el tiempo que me han dedicado para que yo pudiese trabajar. También quiero destacar a mis suegros, Emilia y José Luis, que siempre se han ofrecido para echarme una mano en lo que necesitase y que en estos últimos tiempos han sido fundamentales para llegar a este punto. A mi cuñado, Álvaro, porque igualmente, nos ha apoyado a mí y a mi mujer en todo lo que hemos necesitado durante este tiempo. También quiero mencionar al resto de cuñados Raúl, Sara, Marta, mi excuñado Dani, mi tía Ino y mis primas Raquel y Sonia porque su interés en mis avances supone también un apoyo importante en muchos momentos.

Le agradezco a José María Martínez Val la idea que me proporcionó como lanzamiento del trabajo realizado. Sólo espero haber cumplido las expectativas al plantear la idea de profundizar sobre este tema.

Otra parte muy importante de mis agradecimientos va dedicada a mis directores de tesis María José y Antonio. Sinceramente, creo que a vuestro lado he madurado bastante en mi trabajo y capacidad de investigación. Muchas gracias por vuestro apoyo y todo lo que me habéis aportado para el desarrollo de la tesis.

Gracias al resto de compañeros del departamento: Fernando, Santiago, Daniel, Marta, Consuelo, Alicia, porque habéis seguido con interés su desarrollo y me habéis apoyado en todo lo que habéis podido. Os aprecio mucho y espero poder apoyaros en lo que necesitéis.

A mis compañeros de la oficina: Juan, Jerónimo, Laura y Dani que son, o han sido, compañeros de múltiples batallas y con los que he compartido parte de mis inquietudes durante su desarrollo. Especialmente quiero darle las gracias a Juan, director de esta empresa, Analisis-dsc, porque ha puesto a mi disposición el uso de las licencias que he requerido para realizar las simulaciones que he necesitado para mi tesis.

Por último, aunque no menos importante, gracias a mis amigos: Víctor, Vero, Quique, Susana, José, Úrsula, Felipe, Natalia, Raúl, Bea, Fran, Bea, Víctor Luis, Almudena, Alberto, Raquel, Dani, Almudena, Manu, Ana y Samuel. Es fundamental saber que estáis ahí, que puedo contar con vosotros. Esos momentos que hemos pasado juntos, aunque hayan sido pocos durante este tiempo, sí han sido importantes para poder despejarme y afrontar esta etapa de mi vida.

# Índice

1	Capítulo 1: Contexto energético actual. Antecedentes y objetivos.....	1
2	Capítulo 2: Rendimiento térmico en colectores solares de concentración. Estado del arte	10
2.1	Introducción .....	10
2.1.1	Modelos de forma solar .....	13
2.1.2	Posicionamiento solar .....	15
2.1.3	El colector solar .....	18
2.1.3.1	Pérdidas geométricas .....	22
2.1.3.2	Rendimiento óptico del colector .....	23
2.1.3.3	Rendimiento térmico del colector .....	25
2.1.3.4	Rendimiento total del colector. Rendimiento global para sistemas de generación eléctrica y optimización de la temperatura de trabajo.....	27
2.2	Tecnologías de captación de radiación solar en plantas de generación eléctrica .....	31
2.2.1	Colector cilindro-parabólico .....	32
2.2.1.1	El concentrador .....	33
2.2.1.2	El receptor .....	36
2.2.1.3	Estructura soporte.....	39
2.2.1.4	Sistema seguimiento solar .....	40
2.2.1.5	Colectores comerciales .....	41
2.2.1.6	Investigación y desarrollo en tecnología de CCP.....	43
2.2.2	Colector lineal Fresnel.....	46
2.2.2.1	El reflector primario .....	49
2.2.2.2	El receptor .....	50
2.2.2.3	Estructura soporte.....	51
2.2.2.4	Sistema de seguimiento solar .....	52
2.2.2.5	Diseños de colector .....	52
2.2.2.6	Investigación y desarrollo en tecnología de CLF .....	53
2.2.3	Colector de torre central.....	55
2.2.3.1	Heliostatos.....	56
2.2.3.2	Receptor .....	57
2.2.3.3	Torre .....	59
2.2.3.4	Desarrollo de nuevos diseños de colector de torre central .....	60
2.2.3.5	Nuevos diseños basados en partículas sólidas.....	60
2.2.3.5.1	Nuevos diseños basados en gases a alta temperatura .....	62
2.2.3.5.2	Nuevos diseños basados en líquidos a alta temperatura .....	64
2.3	Fluidos de transferencia.....	66

2.3.1	Aceite térmico .....	68
2.3.2	Sales fundidas.....	69
2.3.3	Agua con generación directa de vapor .....	71
2.3.4	Gases presurizados.....	72
2.3.4.1	Aire presurizado .....	73
2.3.4.2	Dióxido de carbono .....	73
2.3.4.3	Helio .....	73
2.3.4.4	Nitrógeno .....	73
2.3.4.5	Hidrógeno.....	74
2.3.5	Metales fundidos.....	74
2.3.5.1	Sodio fundido .....	75
2.3.5.2	Eutéctico plomo-bismuto (LBE).....	76
2.3.6	Partículas sólidas .....	76
2.4	Recubrimientos selectivos.....	77
2.5	Ciclos de potencia en plantas de generación eléctrica por concentración solar .....	81
2.6	Sistemas de almacenamiento de energía (TES) .....	86
2.7	Conclusiones.....	87
3	Desarrollo de un modelo de rendimiento térmico para un sistema de captación solar genérico.....	103
3.1	Modelos actuales .....	103
3.1.1	Modelos teóricos.....	104
3.1.1.1	Modelo de Hottel y Whillier .....	104
3.1.1.2	Modelo de Naum Fraidenraich .....	105
3.1.2	Modelos simplificados basados en aproximaciones semi-empíricas.....	106
3.1.2.1	Modelos para concentración baja y media ( $C_g = 1-200$ ) .....	106
3.1.2.2	Modelos para concentraciones altas ( $C_g > 200$ ) .....	109
3.2	Desarrollo del Modelo de 4º Orden .....	109
3.2.1	Consideraciones generales para el desarrollo del modelo .....	109
3.2.2	Planteamiento de la ecuación diferencial a resolver .....	111
3.2.3	Resolución de la ecuación diferencial .....	113
3.3	Modelos simplificados.....	115
3.3.1	Modelo de Primer Orden .....	115
3.3.2	Modelo Simplificado.....	120
3.4	Análisis paramétrico del modelo local .....	121
3.4.1	Flujo de radiación absorbido por el colector .....	122
3.4.1.1	Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de los modelos locales de primer y segundo grado .....	123
3.4.1.2	Otras aproximaciones al flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo. Modelo Local Basado en $T_{ro}$ .....	126

3.4.1.3	Solución general al cálculo del flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo	129
3.4.1.4	Influencia de cada uno de los parámetros sobre el flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo.....	134
3.4.2	Coeficiente de transmisión de calor al interior .....	137
3.4.3	Temperatura del fluido .....	140
3.4.4	Coeficientes de transmisión de calor al exterior ( $h_{ext}$ y $\epsilon_{ext}$ ).....	143
3.4.5	Resumen de las dependencias paramétricas.....	145
3.5	Rangos de aplicación de cada uno de los modelos .....	146
3.6	Soluciones particulares .....	151
3.6.1	Solución para pérdidas de calor dominadas por mecanismos de convección..	151
3.6.2	Solución para pérdidas de calor dominadas por mecanismos de radiación.....	151
3.6.3	Solución para procesos de ebullición en el fluido de transferencia .....	152
3.6.4	Solución para flujo compresible y/o energía cinética no despreciable .....	152
3.7	Conclusiones.....	153
4	Capítulo 4: Validación del modelo .....	164
4.1	Modelos numéricos.....	164
4.1.1	Modelos específicos para receptores solares .....	165
4.1.2	Modelos de fluidodinámica computacional (CFD): Descripción y aplicaciones	166
4.1.2.1	Descripción del modelo fisicomatemático.....	167
4.1.2.2	Simulación de la transferencia de calor conjugada.....	168
4.1.2.3	Simulación de flujos bifásicos.....	169
4.1.2.4	Simulación del transporte de radiación .....	170
4.1.2.5	Metodología para el cálculo mediante herramientas CFD .....	170
4.1.2.6	Aplicaciones CFD al cálculo térmico de receptores solares .....	172
4.2	Datos de partida para la validación.....	173
4.2.1	Descripción de la instalación experimental .....	173
4.2.2	Descripción de los ensayos realizados .....	174
4.2.3	Discusión del problema. Otros estudios realizados en base a estos experimentos	175
4.3	Metodología de validación.....	177
4.4	Desarrollo de correlaciones para los coeficientes de transmisión de calor.....	180
4.4.1	Convección en el interior del tubo .....	181
4.4.2	Transmisión de calor en el espacio anular entre el tubo de acero y el vidrio...	185
4.4.2.1	Convección en región anular.....	185
4.4.2.2	Radiación en la región anular.....	192
4.4.3	Conducción en vidrio.....	194
4.4.4	Transmisión de calor en el exterior.....	194
4.4.4.1	Convección exterior .....	194

4.4.4.2	Pérdidas de calor en puentes térmicos formados por la estructura soporte del colector	201
4.4.4.3	Radiación exterior .....	201
4.4.5	Absorción de calor en el vidrio.....	201
4.5	Desarrollo de un modelo numérico unidimensional (Modelo 1D) .....	203
4.5.1	Balance energético en el receptor .....	203
4.5.2	Validación de las correlaciones para los modelos de transmisión de calor. Análisis paramétrico .....	203
4.6	Resultados del Modelo 1D .....	213
4.7	Validación de los modelos desarrollados: Modelo 4 <sup>º</sup> Orden, Modelo 1 <sup>er</sup> Orden y Modelo Simplificado .....	216
4.7.1	Coeficientes de transmisión de calor globales.....	216
4.7.2	Casos con recubrimiento selectivo CERMET .....	218
4.7.3	Casos con recubrimiento selectivo Black-Chrome .....	219
4.8	Conclusiones.....	221
5	Capítulo 5: Aplicaciones de los modelos desarrollados a sistemas de captación solar ....	237
5.1	Aplicación de los modelos locales para el cálculo del rendimiento térmico. Análisis paramétrico de las tecnologías actuales de concentración .....	238
5.1.1	Colectores cilindro-parabólicos.....	242
5.1.1.1	Obtención de las correlaciones para los coeficientes de transmisión de calor al exterior	243
5.1.1.2	Rango de validez de los modelos locales .....	247
5.1.1.3	Análisis de los parámetros críticos para cada uno de los diseños .....	249
5.1.1.4	Análisis paramétrico de los diseños de colector .....	251
5.1.1.4.1	Flujo de radiación absorbido.....	251
5.1.1.4.2	Coeficiente de transmisión al interior.....	255
5.1.1.4.3	Temperatura de trabajo.....	257
5.1.1.4.4	Análisis de recubrimientos selectivos .....	261
5.1.1.5	Rendimiento global para colectores cilindro-parabólicos .....	265
5.1.1.5.1	Operación con aceite térmico .....	265
5.1.1.5.2	Operación con sales fundidas .....	266
5.1.1.5.3	Operación con gases presurizados.....	267
5.1.1.5.4	Análisis paramétrico del rendimiento global .....	268
5.1.1.6	Conclusiones de la aplicación de los modelos locales a colectores cilindro-parabólicos .....	273
5.1.2	Receptor Lineal Fresnel .....	275
5.1.2.1	Obtención de las correlaciones para los coeficientes de transmisión de calor al exterior	275
5.1.2.2	Rango de validez de los modelos locales .....	276
5.1.2.3	Análisis de los parámetros críticos para cada uno de los diseños .....	277

5.1.2.4	Rendimiento térmico en colectores lineales Fresnel .....	278
5.1.2.5	Rendimiento global en colectores lineales Fresnel.....	282
5.1.2.6	Conclusiones de la aplicación de los modelos locales a colectores lineales Fresnel	286
5.1.3	Colectores de torre central .....	288
5.1.3.1	Rango de validez de los modelos locales .....	290
5.1.3.2	Análisis paramétrico.....	292
5.1.3.3	Estudio de los recubrimientos selectivos para CTC mediante los modelos locales	298
5.1.3.4	Rendimiento global en colectores de torre central .....	303
5.1.3.5	Conclusiones de la aplicación de los modelos locales a colectores de torre central	309
5.2	Modelo de planta. Aplicaciones de los modelos globales .....	312
5.2.1	Desarrollo del modelo equivalente para el cálculo anual de una planta.....	312
5.2.1.1	Modelos de rendimiento para el colector completo .....	313
5.2.1.2	Modelos de pérdidas de calor al exterior .....	314
5.2.1.3	Modelos de rendimiento óptico y pérdidas geométricas .....	315
5.2.1.4	Datos climatológicos de un año promedio .....	315
5.2.1.5	Propiedades de físicas de fluidos .....	315
5.2.1.6	Rendimiento del ciclo.....	316
5.2.2	Rangos de validez de los modelos y limitaciones de cálculo .....	316
5.2.3	Validación del modelo equivalente.....	319
5.2.4	Mejoras del rendimiento térmico .....	324
5.2.5	Conclusiones sobre el modelo de planta .....	326
5.3	Nueva metodología propuesta. Resumen y consecuencias de su uso .....	327
6	Capítulo 6: Conclusiones y futuros desarrollos .....	338
6.1	Conclusiones.....	338
6.2	Futuros desarrollos.....	345



# Listado de figuras

Fig. 1.1. Potencia instalada y perspectivas tecnológicas para la generación de electricidad por aprovechamiento térmico de la concentración solar. Fuente: IEA, obtenida a partir de [6] .....	2
Fig. 1.2. Proyectos de plantas de producción de energía por concentración solar en todo el mundo. Plantas en operación, en construcción o en desarrollo en abril de 2018 [8] .....	2
Fig. 2.1. Espectro de irradiación ( $W/m^2/\mu m$ ) para un cuerpo negro a distintas temperaturas [1] .....	11
Fig. 2.2. Espectro de irradiación solar extraterrestre y el correspondiente espectro solar incluyendo la atenuación atmosférica en $W/m^2/nm$ (considerando una latitud de $48,81^\circ$ (masa de aire = 1,5)) [2] .....	12
Fig. 2.3. Mapa de niveles de DNI (imagen superior) y GHI (imagen inferior) promedio integrados a lo largo de un año, para las distintas regiones del mundo © 2016 Solargis [3] .....	13
Fig. 2.4. Irradiación normalizada en función del ángulo sólido, para distintos valores de CSR [4] .....	14
Fig. 2.5. Comparativa de la distribución de intensidad solar terrestre, según función Pillbox y según función propuesta por Buie para una relación circunsolar del 5% [5] .....	15
Fig. 2.6. Declinación de la Tierra a lo largo de un año. Imagen obtenida de [7] .....	15
Fig. 2.7. Ángulos involucrados en la determinación del vector solar. Imagen obtenida de [13] .....	18
Fig. 2.8. Tipos de concentrador lineal .....	20
Fig. 2.9. Tipos de concentrador puntual .....	20
Fig. 2.10. Esquema explicativo para el ángulo de incidencia .....	22
Fig. 2.11. Esquema explicativo de las pérdidas en bordes del colector [19] .....	23
Fig. 2.12. Rendimiento total de un colector en función de la temperatura del receptor, para diferentes valores de $C_g$ , suponiendo $DNI = 900 W/m^2$ ; $\epsilon_{ext} = 0,86$ ; $\alpha_{solar} = 0,96$ y resto de parámetros ópticos iguales a la unidad. Rendimiento de Carnot en función de la temperatura del receptor .....	27
Fig. 2.13. Rendimiento global de un colector (considerando un ciclo teórico de Carnot) en función de la temperatura del receptor, para diferentes valores de $C_g$ , suponiendo $DNI = 900 W/m^2$ , $\epsilon_{ext} = 0,86$ , $\alpha_{solar} = 0,96$ y resto de parámetros ópticos iguales a la unidad .....	28
Fig. 2.14. Rendimiento total de un colector en función de la temperatura del receptor, suponiendo $DNI = 900 W/m^2$ , $\epsilon_{ext} = 0,86$ , $\alpha_{solar} = 0,96$ y resto de parámetros ópticos iguales a la unidad .....	30
Fig. 2.15. Número de proyectos en construcción, puesta en marcha o en operación, hasta diciembre de 2017 [29] .....	31

Fig. 2.16. Imagen del colector Eurotrough, en su versión ET150, situada en la PSA [32] .....	33
Fig. 2.17. Parámetros para la caracterización de un colector cilindro-parabólicos [33].....	34
Fig. 2.18. Relación entre distancia focal, ángulo de borde y apertura, para un CCP [33].....	34
Fig. 2.19. Esquema del tubo absorbedor del colector LS-3 [34] .....	36
Fig. 2.20. Evolución del receptor SCHOTT PTR [40] .....	39
Fig. 2.21. Imágenes de los soportes del colector tipo LS-2 [49].....	40
Fig. 2.22. Configuración del colector LS-3 en una planta tipo de generación eléctrica [33].....	40
Fig. 2.23. Evolución del aumento de apertura en algunos colectores comerciales [59] .....	42
Fig. 2.24. Porcentaje de costes que suponen cada una de las partes de una planta de generación eléctrica basada en tecnología CCP [64] .....	43
Fig. 2.25. Aumento de la apertura del colector mediante la inclusión de concentradores secundarios. Concentrador secundario plano (A) [55] y diseños SMS (B y C) .....	44
Fig. 2.26. Concepto de receptor propuesto por Norwich Technologies [65].....	45
Fig. 2.27. Esquema de un colector Fresnel con concentrador secundario [83] .....	47
Fig. 2.28. Esquema correspondiente a los ángulos de referencia para CLF [86] .....	48
Fig. 2.29. IAM para el caso de un CCP tipo (izquierda), comparado con IAM transversal y longitudinal para el diseño de CLF, Nova 1 (derecha) [86] .....	49
Fig. 2.30. Esquemas correspondientes a los distintos tipos de receptor Fresnel. (a) Receptor multitubo, (b) receptor monotubo sin vacío y (c) receptor monotubo con vacío .....	50
Fig. 2.31. Diseño de reflectores para CLFR que maximizan el rendimiento óptico [92] .....	54
Fig. 2.32. Planta Solar Two en el desierto de Mojave. Imagen obtenida de: <a href="http://theirearth.com/uploads/news/1032128455_solar_two_sandman.jpg">http://theirearth.com/uploads/news/1032128455_solar_two_sandman.jpg</a> .....	56
Fig. 2.33. Imagen derecha, receptor externo correspondiente a la planta Solar One (a). Imagen izquierda, receptor de cavidad compuesta por 4 cavidades (b) .....	58
Fig. 2.34. Receptor basado en cortina de partículas (izquierda). Receptor basado en la incorporación de mallas para obstrucción de partículas (derecha). Receptor ensayado en las instalaciones de SANDIA [105] .....	61
Fig. 2.35. Imagen Receptor tubular para gases presurizados desarrollado en el proyecto SOLUGAS [110] .....	63
Fig. 2.36. Receptores centrales basados en estructuras fractales. A la izquierda, distintas configuraciones en macro- y meso-escala. A la derecha, la distribución de flujo [111].....	63
Fig. 2.37. Rango de temperaturas posibles de operación para algunos de los fluidos usados en diseño de colectores solares comerciales y en ensayo [114] .....	66

Fig. 2.38. Coeficientes convectivos de transmisión de calor, según fluido y tipo de flujo [115].	67
Fig. 2.39. Espectro de irradiación solar directa, curva de reflectividad de un recubrimiento ideal, espectro de emisión de un cuerpo negro a 450 °C y curvas de reflectividad de Cermet mejorado y NREL#6 [129].	78
Fig. 2.40. Formas de generación eléctrica solar y ciclos de potencia para cada una de las tecnologías de colector [138].	82
Fig. 2.41. Esquema de una planta SEGS [139].	82
Fig. 2.42. Formas de generación eléctrica solar y ciclos de potencia para cada una de las tecnologías de colector.	83
Fig. 2.43. Formas de generación eléctrica solar y ciclos de potencia para cada una de las tecnologías de colector [20].	84
Fig. 3.1. Esquema del receptor genérico utilizado para el desarrollo del modelo.	110
Fig. 3.2. Rendimiento térmico local en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 3500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $T_f = 300 \text{ °C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $\epsilon_{ext} = 0,15$ .	122
Fig. 3.3. Rendimiento térmico local en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $T_f = 300 \text{ °C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $\epsilon_{ext} = 0,15$ .	125
Fig. 3.4. Rendimiento térmico local en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $T_f = 300 \text{ °C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $\epsilon_{ext} = 0,15$ .	127
Fig. 3.5. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $\epsilon_{ext} = 0,15$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido.	128
Fig. 3.6. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido, para: $U_{rec} = 500, 1450, 2400 \text{ y } 3350 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $\epsilon_{ext} = 0,15$ . Rendimiento local máximo en función de la temperatura del fluido.	130
Fig. 3.7. Temperatura de la superficie exterior del colector en función de la temperatura del fluido para: $U_{rec} = 500, 1450, 2400 \text{ y } 3350 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $\epsilon_{ext} = 0,15$ .	130
Fig. 3.8. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $\epsilon_{ext} = 0,1 + 0,00005 \cdot T_{ro}$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido.	133
Fig. 3.9. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para: $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $h_{ext} = 1 + 0,0012 \cdot T_{ro} \text{ [W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ y $\epsilon_{ext} = 0,1 + 0,0001 \cdot T_{ro}$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido.	134
Fig. 3.10. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para: $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $\epsilon_{ext} = 0,1; 0,2 \text{ y } 0,3$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido.	135

Fig. 3.11. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para: $U_{rec} = 500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,1; 0,2 \text{ y } 0,3$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido .....	135
Fig. 3.12. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para: $U_{rec} = 500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $h_{ext} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,1; 0,2 \text{ y } 0,3$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido .....	136
Fig. 3.13. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $h_{ext} = 0, 1 \text{ y } 5 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido .....	137
Fig. 3.14. Rendimiento en función del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior para: $q_{abs}'' = 17 \text{ kW}/\text{m}^2$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	137
Fig. 3.15. Rendimiento en función del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior para: $q_{abs}'' = 200 \text{ kW}/\text{m}^2$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	138
Fig. 3.16. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 500, 1.000, 1.500, 2.000 \text{ y } 2.500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	139
Fig. 3.17. Rendimiento térmico en función de la temperatura del fluido para: $q_{abs}'' = 17 \text{ kW}/\text{m}^2$ , $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	140
Fig. 3.18. Rendimiento en función de la temperatura del fluido para: $q_{abs}'' = 100 \text{ kW}/\text{m}^2$ , $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	141
Fig. 3.19. Rendimiento en función de la temperatura del fluido para: $q_{abs}'' = 400 \text{ kW}/\text{m}^2$ , $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	141
Fig. 3.20. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 3500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $T_f = 100, 200, 300, 400 \text{ y } 500 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	142
Fig. 3.21. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,1; 0,15; 0,2; 0,3 \text{ y } 0,4$ .....	143
Fig. 3.22. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,1; 0,15; 0,2; 0,3 \text{ y } 0,4$ .....	144
Fig. 3.23. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 3.500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 0, 1, 2, 5 \text{ y } 10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	144
Fig. 3.24. Temperatura del fluido en función del flujo de radiación absorbido, considerando rendimiento constante e igual a 0,95; para: $U_{rec} = 500, 1555,6; 2611,1; 3666,7; 4722,2 \text{ y } 5777,8 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,15$ .....	145
Fig. 3.25. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,25$ .....	149
Fig. 3.26. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $T_f = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,3$ .....	149

Fig. 3.27. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $T_f = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ , $h_{ext} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $\varepsilon_{ext} = 0,3$ .....	150
Fig. 4.1.Instalaciones experimentales AZTRAK de los laboratorios SANDIA en Albuquerque. 173	
Fig. 4.2.Elemento Colector de Calor (HCE) LS2, 1994 .....	174
Fig. 4.3.Esquema resistencias térmicas expuesto por Dudley [2].....	177
Fig. 4.4.Resumen de la metodología utilizada para validar los modelos desarrollados en el capítulo 3.....	179
Fig. 4.5.Geometría simulada para correlacionar el coeficiente de transmisión de calor hacia el interior del colector.....	182
Fig. 4.6.Comparativa modelos de transmisión de calor en conducto anular interior. Lado fluido de transferencia .....	183
Fig. 4.7.Campo de temperaturas en el interior del conducto anular en una de las simulaciones .....	183
Fig. 4.8.Campo de temperaturas en el interior del conducto anular en una de las simulaciones .....	184
Fig. 4.9.Pérdidas de calor por unidad de longitud para un CCP en función de la presión anular [1] .....	186
Fig. 4.10.Pérdidas de calor por unidad de longitud para un CCP en función de la presión anular [1] .....	188
Fig. 4.11.Detalle de la malla realizada para el cálculo del coeficiente convectivo anular .....	188
Fig. 4.12.Comparativa campos de temperatura en el conducto anular, para cada una de las configuraciones supuestas .....	190
Fig. 4.13.Campo de velocidades para el caso de temperatura uniforme .....	190
Fig. 4.14.Comparativa coeficientes de transmisión de calor en el espacio anular. Resultados de simulaciones CFD frente a los obtenidos con el modelo de Raithby y Hollands .....	191
Fig. 4.15.Emisividad del recubrimiento CERMET según diversas medidas experimentales según Dudley [2] .....	193
Fig. 4.16.Geometría simulada y detalle de la malla en el entorno del colector .....	196
Fig. 4.17.Campo de velocidades en el entorno del colector sometido a una velocidad de viento de 5 m/s, considerando el efector del concentrador.....	196
Fig. 4.18.Número de Nusselt en función de Reynolds exterior para el caso de convección forzada alrededor de un tubo, considerando el efecto del concentrador. Comparativa de los cálculos CFD frente al modelo propuesto por Zhukauskas para varias temperaturas de pared.....	197
Fig. 4.19.Campo de velocidades en el entorno del colector sometido a una velocidad de viento de 5 m/s, considerando el efector del concentrador.....	198

Fig. 4.20.Campo de velocidades en el entorno del colector sometido a una velocidad de viento de 5 m/s, considerando el efector del concentrador.....	198
Fig. 4.21.Valores del exponente para distintas ciudades de Estados Unidos en función de la clase de estabilidad atmosférica. Fuente: Touma [44] .....	200
Fig. 4.22.Transmisividad en función del índice de refracción del vidrio .....	202
Fig. 4.23.Comparativa de las mediciones experimentales con el modelo 1D para rendimiento total (%), considerando recubrimiento CERMET y según la curva de emisividad según mediciones en planta .....	204
Fig. 4.24.Comparativa de las mediciones experimentales con los resultados del Modelo 1D para el rendimiento total (%), considerando recubrimiento CERMET y según la curva de emisividad para la línea superior de las mediciones en laboratorio .....	205
Fig. 4.25.Comparativa de las mediciones experimentales con los resultados del Modelo 1D para el rendimiento total (%), considerando recubrimiento CERMET con vacío y según la curva de emisividad correspondiente al límite superior de incertidumbre .....	206
Fig. 4.26. Comparativa del modelo generado por Forristall, 2003 con los resultados experimentales para tubo desnudo .....	209
Fig. 4.27.Comparativa de las mediciones experimentales con los resultados del Modelo 1D para el rendimiento total, considerando recubrimiento CERMET con tubo desnudo y según la curva de emisividad (ec. 4.36) .....	209
Fig. 4.28. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada de aproximadamente 390 °C .....	210
Fig. 4.29. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada de aproximadamente 350 °C .....	211
Fig. 4.30. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada entre 300- 315 °C .....	211
Fig. 4.31. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada entre 200- 250 °C .....	212
Fig. 4.32. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada entre 100- 150 °C .....	212
Fig. 4.33.Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, medida experimentalmente para los casos de más alta temperatura con recubrimiento CERMET y tubo desnudo .....	213
Fig. 4.34. Resultados del rendimiento total para el Modelo 1D comparados con los obtenidos por otros autores y los propios datos experimentales, para los casos de recubrimiento selectivo CERMET .....	214
Fig. 4.35.Resultados del rendimiento total para el Modelo 1D comparados con los obtenidos por otros autores y en los propios experimentos, para los casos de recubrimiento selectivo Black Chrome .....	216

Fig. 4.36. Resultados del rendimiento total (%) para los modelos: Modelo de 4º Orden, Modelo de 1º orden y Modelo Simplificado comparados con los obtenidos en las mediciones experimentales [2] para los casos de recubrimiento selectivo CERMET .....	218
Fig. 4.37. Resultados del rendimiento total (%) para los modelos: Modelo de 4º Orden, Modelo de 1º orden y Modelo Simplificado comparados con los obtenidos en las mediciones experimentales [2] para los casos de recubrimiento selectivo Black-Chrome .....	220
Fig. 4.38. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 1 m/s.....	224
Fig. 4.39 Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 2 m/s.....	224
Fig. 4.40. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 3 m/s.....	225
Fig. 4.41. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 4 m/s.....	225
Fig. 4.42. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 5 m/s.....	226
Fig. 4.43. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 6 m/s.....	226
Fig. 4.44. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 7 m/s.....	227
Fig. 4.45. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 8 m/s.....	227
Fig. 4.46. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 9 m/s.....	228
Fig. 5.1. Pérdidas de calor hacia el exterior para cada uno de los receptores, en función de la temperatura de la pared de dicho receptor .....	243
Fig. 5.2. Comparativa del flujo de calor al exterior para el receptor HEMS08 según la correlación obtenida con los datos de test [14].....	245
Fig. 5.3. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para el receptor UVAC2 con: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $T_f = 393 \text{ }^\circ\text{C}$ . Curvas correspondientes a los modelos locales .....	247
Fig. 5.4. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para el receptor UVAC2 con: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $T_f = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ . Curvas correspondientes a los modelos locales .....	248
Fig. 5.5. Valores de $q_{crit}$ en función de la temperatura del fluido para los receptores analizados .....	249
Fig. 5.6. Valores de $U_{crit}$ en función de la temperatura del fluido para los receptores analizados .....	250

Fig. 5.7. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $T_f = 393 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	251
Fig. 5.8. Rendimiento térmico en función del coeficiente de transmisión de calor interior para: apertura del concentrador de 5,76 m, $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $T_f = 393 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	255
Fig. 5.9. Rendimiento térmico en función de la temperatura del fluido, para apertura del concentrador de 5,76 m, $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .....	257
Fig. 5.10. Rendimiento térmico en función de la temperatura del fluido, para apertura del concentrador de 5,76 m, $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , para el funcionamiento con sales.....	258
Fig. 5.11. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $T_f = 429 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	260
Fig. 5.12. FOM en función de la temperatura con $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ , $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $C_g = 26$ , para los receptores analizados.....	262
Fig. 5.13. FOM /rendimiento total en función de la temperatura con $DNI = 450 \text{ W}/\text{m}^2$ , $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $C_g = 26$ , para los receptores analizados.....	263
Fig. 5.14. Rendimiento global para varios receptores, para distintas temperaturas medias del fluido ( $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ), considerando el rendimiento de Novikov y para $C_g = 26$ y $C_g = 34$ .....	268
Fig. 5.15. Rendimiento global para varios receptores, para distintas temperaturas medias del fluido ( $DNI = 450 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ), considerando el rendimiento de Novikov y para $C_g = 26$ y $C_g = 34$ .....	269
Fig. 5.16. Rendimiento global basado en el rendimiento de Novikov, para un receptor con recubrimiento tipo NREL#6, en función de la temperatura media del fluido para varios valores de concentración geométrica considerando $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .....	270
Fig. 5.17. Rendimiento global basado en el rendimiento de Novikov para un receptor con recubrimiento tipo NREL#6, en función de la concentración geométrica y para distintas temperaturas.....	270
Fig. 5.18. Valores de $q_{crit}$ en función de la temperatura del fluido para los receptores analizados.....	277
Fig. 5.19. Valores de $U_{crit}$ en función de la temperatura del fluido para los receptores analizados .....	278
Fig. 5.20. Rendimiento térmico en función de la concentración geométrica para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ y $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ .....	278
Fig. 5.21. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ y $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ .....	279
Fig. 5.22. Rendimiento térmico en función del coeficiente global de transmisión interior para: $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y los valores de $C_g$ y $\eta_{opt, pico}$ correspondientes para cada colector .....	280



Fig. 5.23. Rendimiento total en función de la temperatura para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y los valores de $C_g$ y $\eta_{opt, pico}$ correspondientes para cada colector .....	281
Fig. 5.24. Diferencias en rendimiento total en función de la temperatura del fluido, entre un CCP basado en PTR Generación 4ª y un CLF diseño Supernova, considerando: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y los valores de $C_g$ y $\eta_{opt, pico}$ correspondientes para cada colector .....	282
Fig. 5.25. Rendimiento global basado en el rendimiento de Novikov en función de la temperatura media del fluido para los receptores analizados y considerando $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .....	283
Fig. 5.26. Diferencias de rendimiento global, basado en el rendimiento de Novikov, entre un CCP y un CLF con tubos de vacío, en función de la temperatura media del fluido y considerando $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .....	284
Fig. 5.27. Diferencias de rendimiento global, basado en el rendimiento de Novikov, entre un CCP y un CLF con tubos de vacío, en función de la temperatura media del fluido y considerando $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .....	285
Fig. 5.28. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para: un CTC externo genérico, $U_{rec} = 2.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $T_f = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ . Curvas correspondientes a los modelos locales desarrollados.....	290
Fig. 5.29. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para: un CTC externo genérico, $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ y $T_f = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ . Curvas correspondientes a los modelos locales desarrollados.....	291
Fig. 5.30. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para $T_f = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ y diferentes valores del coeficiente de transmisión de calor al interior .....	292
Fig. 5.31. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura para distintos valores del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior del receptor.....	295
Fig. 5.32. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura, para valores del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior del receptor bajos .....	295
Fig. 5.33. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función del coeficiente de transmisión de calor al interior. Líneas correspondientes a flujos de radiación para los que el rendimiento se reduce un 1%. Rendimiento máximo en función del coeficiente de transmisión de calor al interior. Curvas para $T_f = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	296
Fig. 5.34. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función del coeficiente de transmisión de calor al interior. Líneas correspondientes a flujos de radiación para los que el rendimiento se reduce un 1%. Rendimiento máximo en función del coeficiente de transmisión de calor al interior. Curvas para $T_f = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ . Detalle para valores reducidos del coeficiente de transmisión.....	297
Fig. 5.35. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a $565 \text{ }^\circ\text{C}$ y con $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .....	300
Fig. 5.36. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a $700 \text{ }^\circ\text{C}$ y con $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .....	300

Fig. 5.37. Huella solar sobre el receptor externo de la planta Gemasolar en Sevilla [39] .....	301
Fig. 5.38. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a 700 °C y con $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .....	301
Fig. 5.39. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a 565 °C y con $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .....	302
Fig. 5.40. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a 1.000 °C y con $U_{rec} = 7.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .....	302
Fig. 5.41. Rendimiento global en función de la temperatura del fluido para distintos valores de concentración geométrica, considerando $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ .....	304
Fig. 5.42. Rendimiento global máximo (%) en función de la concentración geométrica, considerando $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ .....	305
Fig. 5.43. Rendimiento global en función de la temperatura del fluido para distintos valores de concentración geométrica, considerando $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ .....	306
Fig. 5.44. Rendimiento global máximo en función de la concentración geométrica, considerando $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ .....	307
Fig. 5.45. Rendimiento global en función de la temperatura del fluido para distintos valores de concentración geométrica, considerando $U_{rec} = 7.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ .....	307
Fig. 5.46. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido para distintos fluidos y considerando $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ .....	308
Fig. 5.47. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido para distintos fluidos y considerando $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ . Comparativa de recubrimientos: Pyromark y $\text{CuCo}_2\text{O}_4$ .....	309
Fig. 5.48. Error del Modelo 4º Orden con respecto al cálculo numérico, en función del flujo de HTF, para diferente número de nodos.....	317
Fig. 5.49. Error del Modelo 1er Orden con respecto al cálculo numérico, en función del flujo de HTF, para diferente número de nodos.....	318
Fig. 5.50. Error del Modelo Simplificado con respecto al cálculo numérico, en función del flujo de HTF, para diferente número de nodos.....	318
Fig. 5.51. Potencia térmica en días aleatorios de los meses entre enero y junio .....	320
Fig. 5.52. Energía eléctrica generada por mes para la planta Andasol I situada en Sevilla .....	321
Fig. 5.53. Rendimiento global medio mensual de la planta Andasol I, situada en Sevilla .....	321
Fig. 5.54. Energía eléctrica producida en función de la $DNI$ anual. Comparativa entre los resultados obtenidos con el modelo de cálculo anual y los obtenidos por João [61-62] para distintas localizaciones.....	323

Fig. 5.55. Rendimiento global en función de la *DNI* anual. Comparativa entre los resultados obtenidos con el modelo de cálculo anual, corregidos por el factor de calibración y los obtenidos por João [61-62] para distintas localizaciones ..... 324

Fig. 5.56. Esquema de la metodología propuesta para el diseño térmico de colectores ..... 329

## Listado de tablas

Tabla 1.1. Estado y PPA para algunos de los proyectos de plantas de CTC desarrollados desde 2014 [6] .....	4
Tabla 2.1. Clasificación de las tecnologías de colectores solares en función de su concentración geométrica ( $C_g$ ).....	21
Tabla 2.2. Comparativa del rendimiento de Carnot y el de Novikov-Curzon-Ahlnborn para varios ciclos [26] .....	29
Tabla 2.3. Rendimiento pico y rendimiento anual para plantas de cada una de las tecnologías de colectores solares [22] .....	30
Tabla 2.4. Diseños de receptor solar para CCP .....	38
Tabla 2.5. Ventajas y desventajas de las estructuras soporte en acero y aluminio.....	39
Tabla 2.6. Principales diseños comerciales de CCP para generación eléctrica .....	41
Tabla 2.7. Principales características de los diseños comerciales de CCP para generación eléctrica .....	42
Tabla 2.8. Nuevos diseños de colector con aumento de apertura .....	44
Tabla 2.9. Principales diseños comerciales de CLF para generación eléctrica.....	52
Tabla 2.10. Principales características de los diseños comerciales de CLF para generación eléctrica.....	53
Tabla 2.11. Ventajas y desventajas de los diseños de CTC basados en partículas sólidas. Temperaturas y rendimientos alcanzados en ensayos y/o cálculos [21].....	62
Tabla 2.12. Ventajas y desventajas de los diseños de CTC basados en gases a altas temperaturas. Temperaturas y rendimientos alcanzados en ensayos y/o cálculos [21].....	64
Tabla 2.13. Ventajas y desventajas de los diseños de CTC basados en líquidos a altas temperaturas. Temperaturas y rendimientos alcanzados en ensayos y/o cálculos [21].....	65
Tabla 2.14. Principales sales utilizadas en colectores solares [119] .....	69
Tabla 2.15. Alternativas de sales propuestas para la operación a altas temperaturas [119] .....	70
Tabla 2.16. Comparativa de propiedades físicas para Sal Solar y algunos metales líquidos [20]74	
Tabla 2.17. Comportamiento frente a la radiación en el espectro solar para las superficies de distintos tipos de partículas propuestos para su uso en colectores de torre central [105] .....	77
Tabla 2.18. Datos de absorptividad y emisividad en función de la temperatura para los recubrimientos: Mo-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> original, Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Cermet y NREL#6 [129].....	79
Tabla 2.19. Recubrimientos selectivos comerciales en 2012 [130] .....	79

Tabla 2.20. Datos para algunos de los recubrimientos selectivos aplicados mediante deposición centrífuga, en los laboratorios Sandia [135] .....	81
Tabla 2.21. Clasificación de los ciclos Rankine en función de las condiciones de operación [20] .....	83
Tabla 2.22. Eficiencias teóricas en su punto nominal para una planta de CTC suponiendo diferentes ciclos termodinámicos. Se considera una planta de 57 MW térmicos con múltiplo solar 2 y 6 h de almacenamiento [20].....	85
Tabla 3.1. Dependencias cualitativas del rendimiento, rendimiento máximo y flujo de radiación para el que se alcanza, en función de los distintos parámetros de los que dependen .....	145
Tabla 4.1. Datos experimentales [1] .....	175
Tabla 4.2.Comparativa de los distintos modelos para el coeficiente de transmisión de calor interior.....	182
Tabla 4.3.Regímenes de comportamiento fluido en función del número de Knudsen .....	185
Tabla 4.4. Coeficientes de transmisión convectivo en espacio anular obtenidos mediante cálculos CFD según diversas consideraciones en comparación los resultados del modelo de Raithby y Hollands.....	189
Tabla 4.5.Emisividad de los recubrimientos CERMET y Black Chrome según Forristall [1] .....	192
Tabla 4.6.Resultados de las simulaciones CFD para el cálculo de Nu exterior en función de la velocidad del viento y la temperatura exterior. Comparativa con el modelo de Zhukauskas .	197
Tabla 4.7.Clases de estabilidad atmosférica según Pasquill y Gilford para distintos gradientes de temperatura en atmósfera ( $^{\circ}\text{C}/100$ m de altura). Datos obtenidos de [44].....	199
Tabla 4.8.Valores promedio del exponente para el patrón de velocidades de viento según la clase de estabilidad atmosférica. Fuente: Touma [44] .....	200
Tabla 4.9.Comparativa del modelo propuesto por Forristall [1]; con el Modelo 1D para el rendimiento total (%), considerando recubrimiento CERMET y según las curvas de emisividad 1 y 2 .....	205
Tabla 4.10.Diferencias máximas y promedio en rendimiento total (%) para los resultados analizados en el caso de absorción solar en vidrio con respecto a los casos sin absorción .....	207
Tabla 4.11.Diferencias máximas y promedio en rendimiento total (%) para los resultados analizados en el caso temperatura de intercambio por radiación igual a la del cielo o igual a la exterior .....	207
Tabla 4.12.Resultados obtenidos para el Modelo 1D para el rendimiento total (%) comparados con los resultados experimentales para los casos de recubrimiento CERMET con tubo desnudo (Dudley [2]).....	208
Tabla 4.13. Resultados del rendimiento total para el Modelo 1D comparados con los correspondientes a los datos experimentales, para los casos de recubrimiento selectivo CERMET .....	214

Tabla 4.14. Resultados del rendimiento total para el Modelo 1D comparados con los obtenidos en los experimentos, para los casos de recubrimiento selectivo Black Chrome .....	215
Tabla 4.15. Coeficientes de transmisión de calor para los distintos tipos de operación.....	217
Tabla 4.16. Resultados del rendimiento total (%) para los modelos: Modelo de 4º Orden, Modelo de 1º orden y Modelo Simplificado comparados con los obtenidos por el Modelo 1D para los casos de recubrimiento selectivo CERMET .....	219
Tabla 4.17. Resultados del rendimiento total (%) para los modelos: Modelo de 4º Orden, Modelo de 1º orden y Modelo Simplificado comparados con los obtenidos por el Modelo 1D para los casos de recubrimiento selectivo Black Chrome .....	220
Tabla 4.18. Propiedades termo-físicas del fluido Syltherm 800 para líquido en condiciones de saturación.....	223
Tabla 5.1. Rango de coeficientes de transmisión de calor en función del tipo de fluido, para colectores solares.....	239
Tabla 5.2. Rango de espesores del absorbedor de cara a minimizar tensiones mecánicas .....	240
Tabla 5.3. Espesores utilizados para receptores basados en cada uno de los fluidos analizados .....	241
Tabla 5.4. Valores característicos del coeficiente global de transmisión de calor para cada tipo de fluido .....	241
Tabla 5.5. Constantes del modelo de emisividad equivalente para cada uno de los receptores seleccionados .....	245
Tabla 5.6. Características de alguno de los colectores comerciales o en desarrollo. Datos extraídos del capítulo 1 .....	246
Tabla 5.7. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $T_f = 393 \text{ }^\circ\text{C}$ . Comparativa entre distintos valores de concentración geométrica .....	252
Tabla 5.8. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $T_f = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ . Comparativa entre distintos valores de concentración geométrica .....	254
Tabla 5.9. Valores de $F_{crit}'$ expresados en porcentaje ( $F_{crit}' \times 100$ ) para $T_f = 393 \text{ }^\circ\text{C}$ , considerando cada grupo de fluidos y receptor analizado .....	256
Tabla 5.10. Constantes del modelo de emisividad equivalente para cada uno de los receptores introducidos para el cálculo con sales.....	258
Tabla 5.11. Valores de $F_{crit}'$ (%) para $T_f = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ , considerando cada grupo de fluidos y receptores analizados para el trabajo a altas temperaturas .....	259
Tabla 5.12. Rendimiento térmico (%) en función de la temperatura para dos aperturas de reflector distintas, suponiendo $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$ y para operación a altas temperaturas.....	260

Tabla 5.13. Rendimiento térmico (%) en función del flujo de radiación absorbido para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $T_f = 429 \text{ }^\circ\text{C}$ . Comparativa para distintos valores de concentración geométrica .....	261
Tabla 5.14. <i>FOM</i> /rendimiento total (%) en función de la temperatura con $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ , $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $C_g = 26$ , para los receptores analizados.....	263
Tabla 5.15. <i>FOM</i> /rendimiento total (%) en función de la temperatura del fluido con $DNI = 450 \text{ W}/\text{m}^2$ , $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ y $C_g = 26$ para los receptores analizados .....	264
Tabla 5.16. Rendimiento global (%) para varios receptores, en un ciclo operando con aceite ( $T_{fs} = 393 \text{ }^\circ\text{C}$ , $T_f = 343 \text{ }^\circ\text{C}$ , $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ), considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov, para $C_g = 26$ y $C_g = 34$ .....	266
Tabla 5.17. Rendimiento global para varios receptores en un ciclo operando con sales fundidas ( $T_{fs} = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ , $T_f = 429 \text{ }^\circ\text{C}$ , $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ) considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov y para $C_g = 26$ y $C_g = 34$ .....	266
Tabla 5.18. Comparativa entre los valores de rendimiento global para la operación con aceite y con sales fundidas, considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov y para $C_g = 26$ y $C_g = 34$ .....	267
Tabla 5.19. Rendimiento global para varios receptores, en un ciclo operando con gases presurizados ( $T_{fs} = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ , $T_f = 429 \text{ }^\circ\text{C}$ , $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 700 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ) considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov y para $C_g = 26$ y $C_g = 34$ .....	267
Tabla 5.20. Rendimientos globales, considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov y para $C_g = 26$ y $C_g = 34$ . Comparativa entre operación para para sales fundidas y para gases presurizados .....	267
Tabla 5.21. Comparativa entre rendimientos globales (%) para la operación con $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $DNI = 450 \text{ W}/\text{m}^2$ , considerando el rendimiento de Novikov y para $C_g = 26$ y $C_g = 34$ .....	269
Tabla 5.22. Rendimiento global (%) basado en el rendimiento de Novikov, para un receptor con recubrimiento tipo NREL#6, en función de la concentración geométrica para distintas temperaturas, considerando $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ .....	271
Tabla 5.23. Rendimiento global basado en el rendimiento de Novikov, para un receptor con recubrimiento tipo NREL#6, en función de la temperatura del HTF, para valores de $C_g$ de 69 y 216 y para distintos tipos de fluido .....	272
Tabla 5.24. Datos correspondientes a los coeficientes de transmisión de calor al exterior equivalentes para los colectores Fresnel analizados .....	276
Tabla 5.25. Rendimiento térmico en diseño y con flujo de radiación 0,5 veces el de diseño ..	279
Tabla 5.26. Rendimiento total en función del coeficiente global de transmisión al interior para: $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ , $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y los valores de $C_g$ y $\eta_{opt, pico}$ correspondientes para cada colector .....	280
Tabla 5.27. Rendimiento total (%) en función de la temperatura para: $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$ y los valores de $C_g$ y $\eta_{opt, pico}$ correspondientes para cada colector .....	281

Tabla 5.28. Rendimiento global (%) basado en el rendimiento de Novikov en función de la temperatura media del fluido para los receptores analizados y considerando $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ .....	283
Tabla 5.29. Diferencias de rendimiento global, basado en el rendimiento de Novikov, entre un CCP y un CLF con tubos de vacío, en función de la temperatura media del fluido y considerando $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ .....	285
Tabla 5.30. Diferencias de rendimiento global, basado en el rendimiento de Novikov, entre un CCP y un CLF con tubos de vacío en función de la temperatura media del fluido y considerando $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ y $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ .....	286
Tabla 5.31. Temperaturas de operación y flujos de radiación para algunos diseños comerciales y en desarrollo de CTC .....	288
Tabla 5.32. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación para: $T_f = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ , $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ , rendimiento óptico del 67% y diferentes valores del coeficiente de transmisión de calor al interior .....	293
Tabla 5.33. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación para: $T_f = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ y diferentes valores del coeficiente de transmisión de calor al interior .....	294
Tabla 5.34. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función del coeficiente de transmisión de calor al interior. Líneas correspondientes a flujos de radiación para los que el rendimiento se reduce un 1%. Datos para $T_f = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ y $T_f = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ .....	297
Tabla 5.35. Datos para los recubrimientos selectivos materiales considerados en el análisis. 299	
Tabla 5.36. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido, para distintos valores de concentración geométrica y con $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ . Temperatura aproximada a la que se produce dicho máximo .....	305
Tabla 5.37. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido para distintos valores de concentración geométrica y con $U_{rec} = 1.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ . Temperatura aproximada a la que se produce dicho máximo .....	306
Tabla 5.38. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido, para distintos valores de concentración geométrica y con $U_{rec} = 7.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ . Temperatura del fluido aproximada a la que se produce dicho máximo .....	308
Tabla 5.39. Datos de operación de la planta Andasol I [55] .....	319
Tabla 5.40. Resultados del rendimiento global, energía eléctrica producida y horas de operación nominal equivalentes para el cálculo anual de la planta Andasol I, en distintas localizaciones .....	322
Tabla 5.41. Datos del rendimiento global, energía eléctrica producida y horas de operación nominal equivalentes para el cálculo anual de la planta Andasol I, en distintas localizaciones de Portugal [61-62] .....	323
Tabla 5.42. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido, para distintos valores de concentración geométrica y con $U_{rec} = 7.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ . Temperatura aproximada a la que se produce dicho máximo .....	324



Tabla 5.43. Características del diseño de planta equivalente a Andasol I, cambiando el concentrador a UT..... 325

Tabla 6.1. Limitaciones de cálculo de los modelos locales desarrollados para cada una de las tecnologías analizadas..... 340

# Resumen

La necesidad de aumentar la contribución de las energías renovables en las matrices de generación eléctrica y la consideración de determinados aspectos técnicos auguran una importante contribución de las plantas termosolares, según los escenarios previstos por los distintos agentes involucrados en el sector. En la actualidad, las distintas tecnologías termosolares están experimentando importantes reducciones de coste y mejoras en su rendimiento, pero todavía se necesitan esfuerzos adicionales para competir con otras tecnologías, como el caso de plantas de generación eólica o fotovoltaica.

Esta tesis tiene como objetivo contribuir a la I+D+i en el diseño de receptores solares, de modo que se pueda facilitar la tarea de mejora de su rendimiento. Para ello se plantea el desarrollo de un nuevo modelo analítico que permita el cálculo del rendimiento térmico. Dicho modelo reduce las limitaciones que presentan los desarrollados hasta la fecha.

Del modelo principal desarrollado se derivan una serie de expresiones simplificadas, de modo que forman un cuerpo de modelos en el que cada una de las expresiones tiene un rango de aplicación acotado. Este cuerpo de modelos presenta una serie de diferencias con respecto a los modelos existentes en la actualidad: permite el cálculo del rendimiento de manera explícita en amplios rangos de operación y con precisión adecuada; contempla, en todas sus expresiones, la influencia de los parámetros de los que depende y habilita el estudio de tendencias en amplios rangos de operación, facilitando el desarrollo de nuevos diseños de mayor rendimiento.

La tesis se divide en 4 grandes grupos de tareas que son los siguientes:

**Presentación del estado del arte de las distintas tecnologías de generación de energía eléctrica solar por concentración**, centrando el estudio en colectores cilindro-parabólicos, Fresnel y de torre central. Este análisis, además de recoger de manera general los aspectos relacionados con el rendimiento térmico, atiende a otros aspectos que permiten estimar el rendimiento global de la instalación. Por otro lado, se recopilan datos que sirven como base para la aplicación del modelo desarrollado, correspondiendo a distintos diseños de colector.

**Desarrollo del modelo analítico objeto de la tesis.** Dicho modelo surge como solución aproximada de la ecuación diferencial obtenida tras aplicar los balances, energético y másico, a un receptor genérico. Se trata de un modelo teórico cuya expresión general puede resultar compleja de cara a su operatividad, pero que mejora los modelos existentes hasta la fecha. Además, de esta expresión surgen modelos simplificados que son aplicables en amplios rangos de trabajo, actuales y planteados en el futuro, para las tecnologías analizadas. Estas expresiones se dividen de modo general en modelos de rendimiento local y de rendimiento de colector completo. Una de las conclusiones que surgen de manera directa es la aparición de un rendimiento máximo en función del flujo de radiación sobre el receptor, para cuyo cálculo se desarrolla un modelo adicional.

**Validación del modelo en base a datos experimentales.** Aun tratándose de un modelo teórico requiere de una validación que permita verificar que las suposiciones realizadas son compatibles con la aplicación para la que se desarrolla y que el grado de aproximación al resultado es adecuado. La metodología para el desarrollo de modelos específicos para un colector concreto presenta beneficios con respecto a las existentes debido al uso del modelo desarrollado. En este caso se apoya en simulaciones fluidodinámicas (CFD) para la obtención de alguno de los coeficientes de transmisión de calor hacia el exterior.

### **Análisis paramétrico de receptores solares mediante la aplicación del modelo desarrollado.**

Esta fase se divide en la aplicación de los dos grupos de modelos desarrollados a las tecnologías de colectores analizadas. La estrategia planteada en este capítulo junto a la metodología generada para el desarrollo de modelos específicos de rendimiento térmico da lugar a una metodología general para el diseño de nuevos receptores o la mejora de los ya existentes.

Para aproximar el rendimiento de un ciclo de generación eléctrica general se incorpora el modelo de Novikov-Curzon-Alhborn, de modo que se pueda ponderar el rendimiento térmico y que las conclusiones obtenidas para el rendimiento global sean adecuadas. Su aplicación se calibra mediante la comparación de los resultados obtenidos por la aplicación de los modelos de colector completo a la planta de Andasol I. Las diferencias obtenidas para el rendimiento anual son muy reducidas (1-2%) para localizaciones y condiciones similares.

La aplicación de los modelos locales de rendimiento térmico y global a distintos diseños en condiciones actuales de operación ha permitido establecer comparativas entre ellos y entre las diferentes tecnologías, además de establecer los márgenes de mejora en ambos rendimientos. Algunas de las conclusiones confirman ideas ya apuntadas por otros autores, mientras que otras se pueden considerar aportaciones novedosas.

Uno de los puntos analizados en profundidad es el fluido de transferencia, el cual tiene una influencia despreciable sobre el rendimiento térmico en muchas condiciones de operación, pero no en otras, aunque se desprecie habitualmente en los análisis actuales.

Para el caso de los recubrimientos selectivos, los modelos desarrollados permiten establecer clasificaciones teniendo en cuenta algunos de los factores no considerados hasta la fecha. Esto ha servido para orientar posibles diseños óptimos mediante la combinación de algunos de ellos y establecer condiciones de operación bajo las que algunos de los recubrimientos en desarrollo podrían mejorar el comportamiento de los utilizados habitualmente.

Finalmente, se revisan algunas de las conclusiones obtenidas del análisis local realizado para colectores cilindro-parabólicos mediante la aplicación de los modelos de colector completo al cálculo anual, como último paso de la metodología desarrollada.

# Abstract

The requirement to implement a power generation mix with a greater contribution of the renewable energies and the consideration of certain technical aspects predict an important contribution of concentrated solar power in this mix, according to the scenarios foreseen by the different agents involved in the sector. At present, concentrated solar power technologies are experiencing significant cost reductions and improvements in their performance, but still need additional efforts to compete with other technologies, such as wind or photovoltaic generation plants.

This thesis aims to contribute to R&D&I in the design of solar receivers to facilitate the task of improving their performance. For this purpose, a new analytical model that allows the calculation of thermal performance is proposed. This model reduces the limitations presented by those developed to date.

Some simplified expressions are derived from this main model, so that they form a set of models with a limited range of application for each one. These ranges are established throughout this thesis. This set of models presents some differences with respect to those models currently existing: it allows the calculation of performance explicitly in broad ranges of operation and with adequate precision; it takes into account, in all of its expressions, the influence of the parameters that it depends on and enables the study of trends in wide ranges of operation making easier the development of new designs with a higher performance.

The thesis is divided into 4 large groups of tasks that are the following:

**Introduction of the state of the art of the different technologies for the generation of concentrated solar power generation**, focusing the study on parabolic troughs, Fresnel and central tower collectors. This analysis, in addition to the collection of all the aspects related to the thermal performance attends to other aspects that allow the estimation of the overall performance of the installation. In addition, some data that serve as the basis for the application of the developed model are collected, corresponding to different collector designs.

**Development of the analytical model**. This model comes from an approximate solution of the differential equation obtained after applying the energy and mass balances to a generic receiver. It is a theoretical model whose general expression may be complex in terms of its operation, but which improves the existing models to date. In addition, some simplified models are derived from this expression which are applicable in wide ranges of operation, current and proposed in the future, for the analyzed technologies. These expressions are generally divided into models of local performance and full collector performance. One of the conclusions that arises directly is the existence of a maximum performance based on the irradiation on the receiver, whose estimation can be done by another developed generic expression.

**Validation of the model based on experimental data**. Even being a theoretical model, it needs validation to verify that the assumptions made are compatible with the application for which it was developed and that the degree of approximation to the result is adequate. The methodology proposed for the development of specific models for any collector presents benefits with respect to existing ones due to the use of the developed model. In this case, fluid dynamics simulations (CFD) are performed to obtain some of the outwards heat transmission coefficients.

**Parametric analysis of solar receivers by applying the developed model**. This phase is divided in two tasks corresponding to the application of the two large groups of models to the analyzed

collector technologies. The strategy proposed in this chapter together with the methodology generated for the development of specific models of thermal performance gives rise to a general methodology for the design of new receivers or the improvement of existing ones.

The performance of the power block is approximated by the Novikov-Curzon-Alhborn model so that thermal performance can be weighted correctly and appropriate conclusions about the overall performance of the plant can be pointed out. Its application is calibrated by comparing the results obtained with the complete collector models to the Andasol I plant. The differences for the annual yield are very small (1-2%) for similar locations and conditions.

The application of local models of thermal and global performance to some designs at current operating conditions has allowed to establish comparisons among them and among the different technologies, besides establishing the margins of improvement in both performances. Some of the conclusions confirm ideas already pointed out by other authors while others can be considered novel contributions.

One of the issues analyzed in depth is the heat transfer fluid used, which usually has a negligible influence on thermal performance in many operating conditions, but which sometimes does not, although it is usually neglected.

In the case of selective coatings, the developed models allow new classifications considering some of the factors not taken into account to date. This has served to guide possible optimal designs by combining some of them and establishing operating conditions under which some of the coatings in development would improve the behavior of those commonly used coatings.

Finally, some of the conclusions obtained from the local analysis applied to cylindrical-parabolic collectors are reviewed through the application of the complete collector models to the annual calculation, as the last step of the methodology developed.

# 1 Capítulo 1: Contexto energético actual. Antecedentes y objetivos

El contexto energético actual y los escenarios futuros previstos, con aumentos importantes de la población mundial y del consumo energético, obligan a desarrollar un modelo energético sostenible medioambientalmente, en el que se reduzcan progresivamente las emisiones de gases de efecto invernadero. En este sentido, desde Organización de Naciones Unidas (ONU) a través de un grupo intergubernamental de expertos y de las diversas cumbres sobre el cambio climático se tratan de establecer directrices para dicho modelo. Es en la última cumbre, celebrada en París entre el 30 de noviembre y el 11 de diciembre de 2015, dónde se establece un primer acuerdo universal de lucha contra el cambio climático, que en resumen consta de los siguientes puntos [1]:

1. Se reafirma como objetivo que el aumento de la temperatura media del planeta a finales de siglo se quede entre los 1,5 y 2 °C.
2. Se establecen acuerdos vinculantes para la elaboración y revisión de los objetivos nacionales cada 5 años.
3. Se acuerda poner en marcha un mecanismo de reporte de pérdidas y daños debidos al cambio climático.
4. Se extiende el actual objetivo de movilizar 100.000 millones de dólares anuales durante el periodo 2020 a 2025 para la financiación de los países con menos recursos.
5. Se llama al desarrollo de nuevos mecanismos enfocados a compartir reducciones de emisiones entre distintos países.

En el caso de Europa, el Plan Estratégico Europeo para las Tecnologías Energéticas (Plan SET) [2-3] tiene como objetivo acelerar el desarrollo y el despliegue de tecnologías con bajas emisiones de carbono. Se trata de mejorar las nuevas tecnologías y reducir los costes mediante la coordinación de los esfuerzos nacionales de investigación y la ayuda a la financiación de proyectos.

La energía solar tiene que jugar un papel relevante en la consecución de estos objetivos, debido a que las tecnologías desarrolladas permiten su aprovechamiento energético con emisiones nulas o casi nulas y se trata de la energía más abundante de todos los recursos de la Tierra, con aproximadamente  $885 \cdot 10^6$  TW·h que llegan a la superficie del planeta cada año. Dicha energía representa 6.200 veces la energía primaria comercial consumida por la humanidad en 2008 y 3.500 veces la energía que se podría consumir en el año 2050, de acuerdo con alguna de las previsiones realizadas por la Agencia Internacional de la Energía (IEA) [4].

En la actualidad, gran parte de las fuentes de energía de las que se dispone provienen de la energía solar llegada durante años a la Tierra. Por otro lado, son dos las vías principales de aprovechamiento directo de dicha energía:

- Producción de energía eléctrica por efecto fotovoltaico.
- Obtención de energía térmica para múltiples usos: producción de energía eléctrica, procesos de secado en la industria, producción de calor o frío para aplicaciones de climatización en edificios o de agua caliente sanitaria (ACS), etc.

Para el caso de la producción de energía eléctrica, se puede ver en la fig. 1.1 como desde 2010, la generación de electricidad por concentración solar (CSP) a partir de energía solar térmica (STE) ha crecido con fuerza en España y Estados Unidos, fundamentalmente. Sin embargo, este crecimiento ha sido más lento que lo esperado según la hoja de ruta publicada con anterioridad [5].

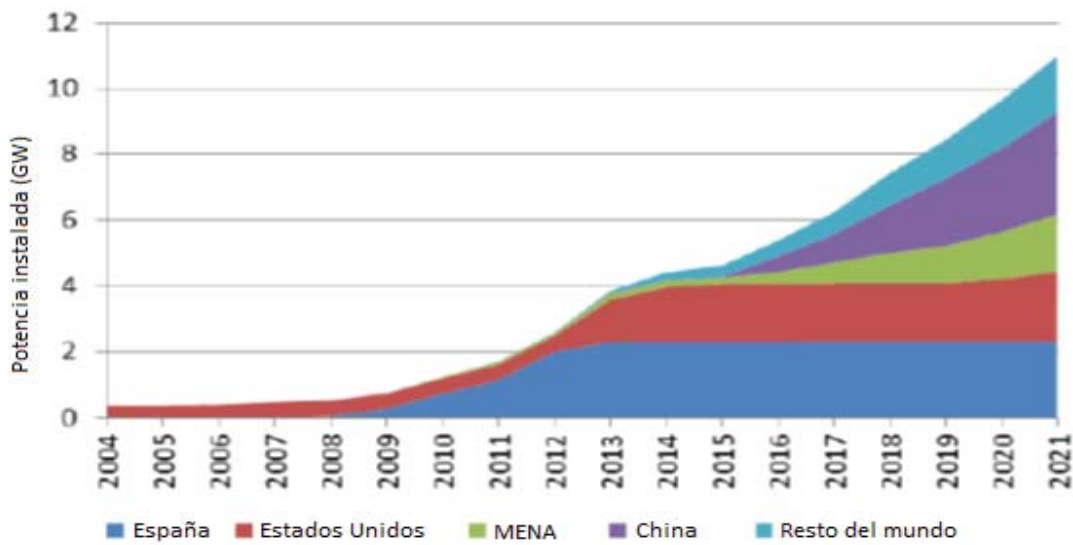


Fig. 1.1. Potencia instalada y perspectivas tecnológicas para la generación de electricidad por aprovechamiento térmico de la concentración solar. Fuente: IEA, obtenida a partir de [6]

En el caso particular de España el resurgimiento de la energía solar se limitó a 2,3 GW debido a la coyuntura económica. Hasta la fecha sigue siendo líder mundial en STE, siendo el único país donde la producción representa un porcentaje relevante (2% de la potencia producida y 2,3% de la instalada), con una contribución máxima instantánea alcanzada en 2013 del 7,6% (datos de Red Eléctrica de España (REE), en su informe del 2015 [7]).

Otro país destacable es Estados Unidos (EE. UU.), dónde la implantación ha sido lenta hasta 2013 debido a los largos plazos de entrega y la competencia del gas natural no convencional y del aprovechamiento fotovoltaico. En el resto de los países la implementación está despegando recientemente con un potencial importante de desarrollo en aquellos países con fuerte irradiación solar.

En la fig. 1.2 se muestran las plantas en operación, en construcción y en desarrollo en todo el mundo, en abril de 2018 [8].

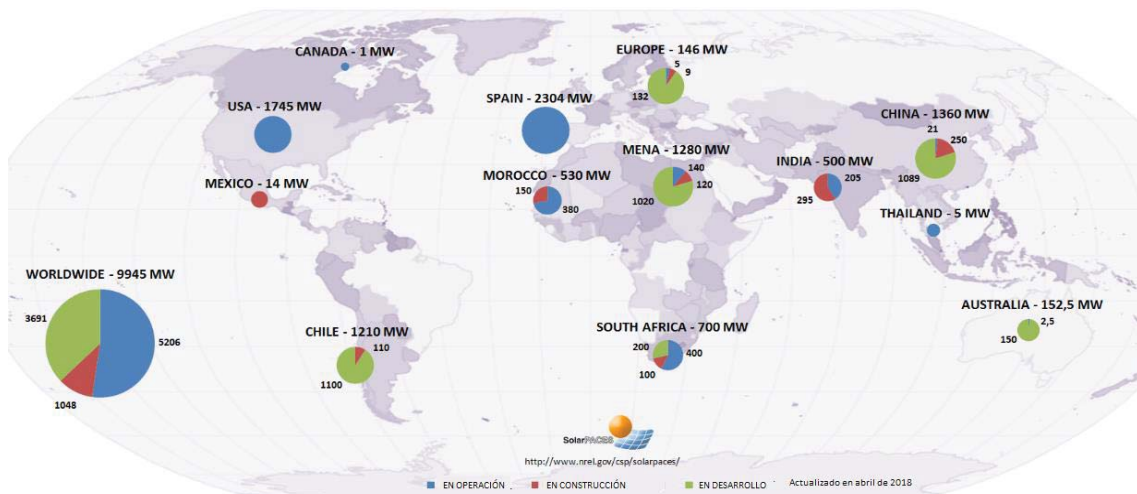


Fig. 1.2. Proyectos de plantas de producción de energía por concentración solar en todo el mundo. Plantas en operación, en construcción o en desarrollo en abril de 2018 [8]

La hoja de ruta propuesta por la IEA plantea llegar al 11% de generación de energía solar térmica del total de la producción para el año 2050, en su escenario 2 °C [4]. Esto supondrá llegar, aproximadamente a los 1.000 GW de capacidad instalada de CSP, lo que evitaría las emisiones de hasta 2,1 Gt de dióxido de carbono a la atmósfera. Para ello se prevé un fuerte crecimiento a partir del año 2020, cuando la energía termosolar comience a ser competitiva en varios mercados. La adición de generación eléctrica fotovoltaica, que podría proporcionar hasta un 27% de la electricidad en el mundo en 2050, convertiría a la energía solar en la fuente de energía eléctrica líder mundial en 2040.

La meta propuesta se mantiene con respecto a planes anteriores [5]. Esto demuestra que los pronósticos de crecimiento siguen sin modificarse a pesar de que los costes en CSP siguen siendo altos. A su favor existen varios argumentos:

- Los nuevos componentes y sistemas para plantas de CSP están llegando a la madurez comercial, con lo que se espera una mayor eficiencia y reducción de costes.
- Se espera que los costes se reduzcan en torno a un 10% por cada vez que se duplica la capacidad acumulada, basado en la experiencia de anteriores inversiones [4].
- Algunas razones de la baja reducción de costes son coyunturales:
  - Limitaciones reglamentarias de potencia en España, donde la generación en régimen especial se limitaba a una potencia de 50 MW, siendo esta una potencia por debajo de la óptima (eliminado en el Real Decreto 413/2014).
  - El predominio de una única tecnología, plantas de colectores solares cilindro-parabólicos con aceite como fluido de transferencia de calor.
- La tecnología de CSP está emergiendo en países donde la irradiación solar anual es importante: países de Centro y Sur-América, Australia, China, India, países del Oriente Medio y norte África y Sudáfrica.
- La capacidad de almacenamiento de estos sistemas es una ventaja competitiva frente a la captación fotovoltaica, de manera que se puede aprovechar apoyando a ésta última en el consumo durante la noche y los picos de la mañana.
- La posibilidad de hibridación con plantas de combustibles fósiles permite la generación eléctrica a partir de energía solar térmica con costes reducidos.

Uno de los puntos más importantes para llegar a ese objetivo es la reducción de costes. Uno de los parámetros utilizados para su medición es el coste nivelado de la energía eléctrica (*LCOE*), que equivale al precio al que es necesario vender la energía producida para amortizar todos los costes de generación, además de recuperar el dinero necesario para la inversión en una nueva planta. Su valor viene dado por la ec. 1.1 [9].

$$LCOE = \frac{\sum_{n=1}^N \frac{R_{requerida,n}}{(1+d_{nominal})^n}}{\sum_{n=1}^N \frac{E_n}{(1+d_{real})^n}} \quad \text{Ec. 1.1}$$

Donde,  $E_n$  es la energía producida en el año  $n$ ,  $N$  es el número de años de vida de la planta,  $R_{requerida,n}$  es el flujo de caja requerido en el año  $n$  para cubrir la inversión en el año cero, en base al acuerdo de compra de la energía (PPA) y  $d_{nominal}$  (teniendo en cuenta la inflación) y  $d_{real}$  (sin tener en cuenta la inflación) son las tasas de descuento nominal y real respectivamente. Este parámetro tiene en cuenta factores como la capacidad de producción (factor de capacidad) o los costes de mantenimiento, que no se contabilizan en otras mediciones como el coste de instalación por unidad de potencia instalada, de ahí que sea el factor escogido en muchas ocasiones para comparar distintas tecnologías.



Los valores de *LCOE* varían de forma importante dependiendo de varios factores, como el tamaño de la planta, almacenamiento de energía, localización, etc. Algunos estudios establecen que, en el año 2011, los valores de *LCOE* para la tecnología basada en colectores cilindro-parabólicos (CCP) se encontraban entre 200-330 USD/MW·h, mientras que para tecnologías basadas en colector de torre central (CTC) su rango era 160-270 USD /MW·h, según la agencia internacional de energías renovables (IRENA) [10]. En cualquier caso, lejos de los valores correspondientes a tecnologías basadas en combustibles fósiles u otras tecnologías renovables con valores en el entorno de 40-80 USD/MW·h [11].

Por tanto, organismos como el departamento de energía de EE. UU. (DOE) apuntaban a la necesidad de reducir los valores de *LCOE* de aquellos años, hasta niveles de 60 US\$/MW·h para el año 2020, que es el objetivo del programa de inversiones desarrollado y lanzado por dicho organismo, Sunshot Initiative. Este objetivo aparece desarrollado en el documento “SunShot Vision Study” [11] y está basado en el análisis de las plantas en operación hasta 2010 en España y EE. UU. En una actualización de costes realizada a mitad de programa [12], se plantea que la reducción prevista en CTC se mantiene en la línea de lo previsto.

Por otro lado, en Europa, la asociación ESTELA (European Solar Thermal Electricity Association), creada en 2007 y a la que pertenecen los principales actores en la cadena de valor de sistemas de generación eléctrica termosolar, presenta en 2012, dos documentos enfocados a analizar la evolución de la energía termosolar y plantear escenarios futuros [13,14]. En estos documentos, basándose en estimaciones encargadas a la consultora A.T. Kearney en 2010 [15], se plantea una reducción de los valores de PPA entre el 35-50% entre los años 2012 y 2020, llegando a valores algo menos ambiciosos que en el caso de Sunshot, 10-12 c€/kW·h.

Analizando algunos proyectos de plantas de CTC que se vienen desarrollando desde 2014 (tabla 1.1), se puede observar una importante reducción de costes y una tendencia hacia el cumplimiento de los objetivos y estimaciones más optimistas, de los planteados en [11,15].

Proyecto	País	Potencia instalada (Mwe)	Capacidad de almac. (horas)	PPA (USD cents/kW·h)	Estado	Fecha de finalización
<b>Crescent Dunes</b>	EE. UU.	110	10	13,7	Operación	4º trim. 2015
<b>Noor III</b>	Marruecos	150	7,5	16,3	Construcción	4º trim. 2017
<b>Redstone</b>	Sudafrica	100	12	12,5	Desarrollo	3º trim. 2018
<b>DEWA CSP Fase I</b>	EAU	200	12	8 (objetivo)	Proyecto	2º trim. 2021
<b>Copiapó</b>	Chile	240	14	6,3 (oferta)	Proyecto	En espera del anuncio

Tabla 1.1. Estado y PPA para algunos de los proyectos de plantas de CTC desarrollados desde 2014 [6]

Algunos datos sobre la oferta de energía termosolar en el año 2017 corroboran esta tendencia:

- TuNur propuso el envío de energía termosolar desde Túnez a 10 c€/kW·h.
- En mayo, la DEWA (Dubai Electricity and Water Authority) recibió una oferta de energía termosolar por tan solo 9,4 c€/kW·h.
- En septiembre, la DEWA adjudicó un nuevo contrato por solo 7.3 c€/kW·h.
- En agosto, SolarReserve ganó un contrato de energía termosolar a 6.1 c€/kW·h.

Son dos las vías para la reducción de los parámetros *LCOE* y *PPA*:

- Abaratamiento de costes, representado por el desarrollo de la tecnología de colectores lineales Fresnel (CLF).
- La mejora del rendimiento representado por el desarrollo de la tecnología de CTC.

Los CCP necesitan de una evolución conjunta en ambas líneas, pero su experiencia operativa y los últimos avances en el uso de nuevos fluidos de transferencia ayudan a que se mantengan como uno de los principales actores en el desarrollo de nuevas plantas.

Por otro lado, los factores utilizados para valorar las diferentes tecnologías (*LCOE* y *PPA*) no reflejan de manera real el valor aportado por una determinada tecnología en un determinado mix energético para un país o región concreta, lo que hace que no sea el mejor de los criterios a la hora de plantear políticas en la apuesta por una tecnología u otra. Este valor adicional está relacionado con dos factores fundamentalmente [16]:

- El valor operacional, que representa los costes ahorrados en generación eléctrica mediante energías convencionales, en la potencia instalada de reserva y en la gestión de la propia red. También se incluye en este factor el ahorro de emisiones contaminantes.
- El valor de capacidad, que representa el ahorro en la necesidad de construir nuevas plantas convencionales en respuesta a la creciente demanda o la necesidad de reemplazar centrales antiguas. Este valor dependerá del sistema eléctrico de cada país y su situación en el momento del análisis.

La energía termosolar acompañada de almacenamiento de energía proporciona un aumento del valor operacional y de capacidad. Además, a medida que energías renovables con menor flexibilidad, como la eólica o fotovoltaica crecen en potencia instalada, se hace necesario la introducción de energías que den seguridad y flexibilidad a la red, lo que favorece aún más a la energía termosolar.

Estudios realizados en el estado de California, planteando distintos escenarios de cobertura mediante energía renovable, establecen que inversiones de 50 USD/MWh en energía fotovoltaica o de 100 USD/MWh en energía termosolar resultan ser equivalentes cuando, a la energía termosolar, se le añade el ahorro debido al valor adicional aportado (operacional y de capacidad).

Este escenario planteado y las perspectivas de futuro evidencian la necesidad de dedicar esfuerzos a la investigación en este campo. Son varios los aspectos sobre los que se trabaja:

- Planteamiento de nuevos diseños ópticos.
- Consideración de nuevos materiales y fluidos de transferencia (Heat Transfer Fluid, HTF).
- El análisis de distintos tipos de receptor.
- Análisis de nuevos ciclos termodinámicos (ciclos de vapor supercrítico, ciclos Brayton con una turbina de gas o CO<sub>2</sub> supercrítico).
- Análisis de distintos tipos de almacenamiento de energía.

La mayor parte de estos puntos, necesitan de modelos adecuados que caractericen los diferentes diseños de colector, existentes o planteables, de cara a cuantificar sus efectos sobre el rendimiento y el coste de la energía generada. En este ámbito, el trabajo desarrollado en esta tesis plantea el desarrollo de un nuevo modelo capaz de caracterizar el rendimiento térmico en colectores solares. Dicho modelo puede ser aplicado a todas las tecnologías de generación termosolar, tal y como se demuestra en el capítulo 5 de este documento.

Son varios los objetivos con los que nace este desarrollo:

- La necesidad de modelos que caractericen el comportamiento de los colectores solares, con unas características que no reúnen los modelos actuales (o al menos no todas a la vez, en una misma expresión):
  - Que sea un modelo analítico que permita reducir el número de cálculos en su aplicación a la caracterización de plantas de producción de energía completas.
  - Que contemple todos los parámetros de los que depende dicho rendimiento.
  - Que sea potencialmente aplicable a la mayoría de los sistemas colectores de energía solar.
- Poder disponer de expresiones que, mediante su dependencia explícita, faciliten la orientación de nuevos diseños, permitiendo comprender el efecto provocado por la modificación de cada uno de sus parámetros.
- Reducir o eliminar la necesidad de ensayos para la obtención del modelo específico para un diseño concreto.
- Poder comprender las limitaciones de los modelos desarrollados hasta la fecha.

Todos estos puntos se irán analizando en los distintos capítulos y guiarán tanto el desarrollo como la validación y su posterior aplicación a las distintas tecnologías.

Como se ha comentado, son dos los escenarios que se plantean para la mejora de la competitividad de las plantas termosolares: abaratamiento de costes y la mejora de rendimientos. Tanto en uno como en otro se hace importante el disponer de un buen modelo para el rendimiento térmico que amplíe el rango de validez. En el caso del abaratamiento de costes, el rango de operación se puede ir a condiciones de menor rendimiento térmico, donde los modelos existentes podrían no tener validez, tal y como se verá en el capítulo 3. La vía de la mejora del rendimiento térmico pasa fundamentalmente por el aumento de la temperatura de operación, donde los modelos actuales no serían válidos. Todas estas ideas se irán desarrollando a lo largo de este trabajo.

Las tecnologías a las que se aplica el modelo son:

- CCP, debido a que es el mejor candidato para la validación del modelo por su experiencia operativa y accesibilidad a datos. Además, el mayor porcentaje de la potencia instalada se debe a esta tecnología y los últimos avances, que permiten la mejora de su rendimiento, hacen que sea una tecnología que se seguirá desarrollando en el futuro.
- CLF, ya que representa una de las apuestas importantes en la reducción de costes.
- CTC, ya que es la apuesta principal para la mejora de rendimientos.

En este trabajo no se tratarán los colectores de discos parabólicos (CDP) porque representan una tecnología menos competitiva, a pesar de ser la que alcanza los mayores rendimientos térmicos. Esto es debido a su alto coste y la no incorporación de almacenamiento.

En el capítulo 2 se realizará una revisión del estado del arte de las tecnologías de colectores solares para la generación de energía eléctrica, para en el capítulo 3, repasar los modelos analíticos para el cálculo del rendimiento térmico existentes y desarrollar el modelo principal de la tesis y sus expresiones derivadas.

Una vez desarrollado, en el capítulo cuarto, se procede a su validación, dando un repaso previo a los modelos numéricos que será necesario incorporar en este proceso. En el capítulo quinto se aplica a las tecnologías antes comentadas, obteniendo conclusiones relacionadas con los objetivos propuestos. Finalmente, en el capítulo 6 se resumen las conclusiones obtenidas y se plantean futuros desarrollos.

## Bibliografía del capítulo 1

- [1] Center for Climate and Energy Solutions (C2ES). Outcomes of the U.N. climate change conference in Paris, 21st Session of the Conference of the Parties to the United Nations Framework Convention on Climate Change (COP 21). C2ES newsletter; December, 2015.
- [2] EUROPEAN COMMISSION, 2015. Towards an Integrated Strategic Energy Technology (SET) Plan: Accelerating the European Energy System Transformation. <[https://ec.europa.eu/energy/en/publications#oib\\_tab](https://ec.europa.eu/energy/en/publications#oib_tab)>.
- [3] European Commission. Transforming the European energy system through INNOVATION. Integrated Strategic Energy Technology (SET) Plan Progress in 2016.
- [4] International Energy Agency (IEA). Technology Roadmap. Solar Thermal Electricity. 2014 Edition. <<http://iea.org>>.
- [5] International Energy Agency (IEA). Technology Roadmap. Solar Thermal Electricity. 2010 edition <<http://iea.org>>.
- [6] Mark Mehos, Craig Turchi, Judith Vidal, Michael Wagner, Zhiwen Ma, Clifford Ho, William Kolb, Charles Andracka and Alan Kruiuzenga. Concentrating Solar Power Gen3 Demonstration Roadmap. Technical report NREL/TP-5500-67464, January 2017.
- [7] REE. El sistema eléctrico español. Informe 2015.
- [8] <<http://www.solarpaces.org/csp-technology/csp-projects-around-the-world>>.
- [9] Walter Short, Daniel J. Packey and Thomas Holt. A Manual for the Economic Evaluation of Energy Efficiency and Renewable Energy Technologies. NREL/TP-462-5173 (1995). <<http://www.nrel.gov/docs/legosti/old/5173.pdf>>.
- [10] International Renewable Energy Agency (IRENA). Concentrating Solar Power Technology Brief. IEA-ETSAP and IRENA Technology Brief E10 – January 2013, <[www.etsap.org](http://www.etsap.org)> – <[www.irena.org](http://www.irena.org)>.
- [11] US Department of Energy (DOE). SunShot Vision Study. DOE, 2012, <<https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/47927.pdf>>.
- [12] Mark Mehos, Craig Turchi, Jennie Jorgenson, Paul Denholm, Clifford Ho, and Kenneth Armijo. On the Path to SunShot: Advancing Concentrating Solar Power Technology, Performance, and Dispatchability. NREL/TP-5500-65688, 2016 <[www.nrel.gov/publications](http://www.nrel.gov/publications)>.
- [13] European Solar Thermal Electricity Association (ESTELA). The essential role of solar thermal electricity. A real opportunity for Europe. ESTELA, 2012, <[http://www.estelasolar.org/wp-content/uploads/2015/11/2012-ESTELA-Position-Paper\\_FINAL\\_October12.pdf](http://www.estelasolar.org/wp-content/uploads/2015/11/2012-ESTELA-Position-Paper_FINAL_October12.pdf)>.
- [14] European Solar Thermal Electricity Association (ESTELA). Solar thermal electricity strategic research agenda 2020-2025. ESTELA, 2012, <[http://www.estelasolar.org/Docs/2012\\_ESTELA-Strategic%20Research%20Agenda%202020-2025\\_Jan2013\\_WEB.pdf](http://www.estelasolar.org/Docs/2012_ESTELA-Strategic%20Research%20Agenda%202020-2025_Jan2013_WEB.pdf)>.

[15] Solar Thermal Electricity 2025 Cost Roadmap. A.T. Kearney, 2010, <[http://www.estelasolar.eu/fileadmin/ES8TELAdocs/documents/Cost\\_Roadmap/June2010\\_Solar\\_Thermal\\_Electricity\\_2025-ENG.pdf](http://www.estelasolar.eu/fileadmin/ES8TELAdocs/documents/Cost_Roadmap/June2010_Solar_Thermal_Electricity_2025-ENG.pdf)>.

[16] European Solar Thermal Electricity Association (ESTELA). The value of solar thermal electricity cost vs. value approach <<http://www.estelasolar.org/>>.

# Listado de símbolos capítulo 1

## Acrónimos

ACS	Agua Caliente Sanitaria
CCP	Colectores Cilindro-parabólicos
CDP	Colectores de Discos Parabólicos
CLF	Colectores Lineales Fresnel
CSP	Concentrated Solar Power (energía solar por concentración)
CTC	Colectores de Torre Central
DEWA	Dubai Electricity and Water Authority
<i>DNI</i>	Direct Normal Irradiation (radiación solar directa)
DOE	Department Of Energy (departamento de energía de EE.UU.)
EAU	Emiratos Árabes Unidos
EE. UU.	Estados Unidos
ESTELA	European Solar Thermal Electricity Association (asociación europea de energía eléctrica termosolar)
HTF	Heat Transfer Fluid (fluido de transferencia de calor)
IEA	International Energy Agency (agencia internacional de energía)
IRENA	International Energy Renewable Agency (agencia internacional de energías renovables)
<i>LCOE</i>	Levelized Cost Of Electricity (coste nivelado de energía)
MENA	Medium East and North-África (Medio Este y África del norte)
NREL	National Renewable Energy Laboratories (laboratorios nacionales de energías renovables de EE.UU.)
ONU	Organización de Naciones Unidas
PPA	Power Purchase Agreement (acuerdo del precio de compra)
REE	Red Eléctrica de España
STE	Solar Thermal Energy (energía solar térmica)
SETIS	Strategic Energy Technologies Information System

## Símbolos latinos

$d_{nominal}$	tasa de descuento teniendo en cuenta la inflación (-)
$d_{real}$	tasa de descuento teniendo en cuenta la inflación (-)
$E_n$	energía producida en el año n (kW·h)
$N$	número de años de vida de la planta (-)
$n$	número de año (-)
$R_{requerida, n}$	flujo de caja requerido en el año (€)

## 2 Capítulo 2: Rendimiento térmico en colectores solares de concentración. Estado del arte

Antes de comenzar con el análisis de un colector solar es necesario conocer todos aquellos aspectos relacionados con la fuente de energía para la que está destinado su uso, el Sol. Por tanto, los primeros apartados estarán destinados a conocer la posición solar en cada momento y localización, en referencia al sistema colector, la forma en la que llega su energía a la Tierra y las leyes que gobiernan la emisión, transporte y absorción de dicha energía.

El rendimiento térmico de un sistema colector viene definido por una serie de aspectos que dependen del tipo de sistema colector por lo que se analizarán los elementos característicos y su evolución en estos últimos años, para cada una de las tecnologías seleccionadas para el análisis. En general, las aplicaciones de los sistemas de concentración pueden englobarse en tres grandes grupos:

- Aplicaciones energéticas: generación de electricidad, producción de calor para procesos industriales o la combinación de ambas, dando lugar a los sistemas de cogeneración.
- Aplicaciones de química solar, orientadas a la conversión de la energía radiante en energía química, mediante de reacciones químicas endotérmicas que permitan su almacenamiento. Entre estas reacciones pueden citarse el reformado solar del gas natural o la obtención de hidrógeno solar mediante procesos de electrolisis a alta temperatura, disociación térmica de vapor u otros procedimientos termoquímicos.
- Otras aplicaciones, como la desalación de agua, la detoxificación de efluentes industriales o agrícolas, el tratamiento o la síntesis de materiales, etc.

Aunque los modelos desarrollados en esta tesis no se restringen a ninguna aplicación concreta, serán la generación eléctrica y sus correspondientes sistemas colectores los que guiarán el alcance de este trabajo. Por tanto, elementos como el almacenamiento de energía o el ciclo de potencia son sistemas inseparables de este tipo de colectores y se introducirán en este capítulo.

Mención aparte requieren dos elementos principales por su influencia en el rendimiento térmico de colectores solares, como son el fluido de transferencia y el recubrimiento selectivo para reducir las pérdidas de calor por radiación. También se analizará el estado del arte de estos elementos.

### 2.1 Introducción

La radiación electromagnética del Sol (radiación solar) puede expresarse según varias magnitudes físicas, de tal modo que el flujo de radiación hace referencia a la potencia emitida ( $W$ ), que cuando se expresa por unidad de superficie, se convierte en emitancia ( $W/m^2$ ) y si es por unidad de ángulo sólido en intensidad de radiación ( $W/Sr$ ). La radiancia es el flujo de radiación tanto por unidad de superficie como de ángulo sólido ( $W/Sr \cdot m^2$ ). Si se atiende a la superficie de recepción de dicho flujo, se denomina irradiación o irradiancia a la potencia radiante incidente en una superficie por unidad de área ( $W/m^2$ ), pudiéndose denominar también flujo de radiación por unidad de superficie. Dicha irradiación se puede obtener mediante la integración de la componente perpendicular a la superficie en cuestión, de la radiancia para todo ángulo sólido.

La radiación en la banda del espectro electromagnético entre 0,2 y 100  $\mu\text{m}$  se corresponde con la radiación térmica que es emitida por todo cuerpo en función de su temperatura. Son cuatro las leyes que gobiernan su emisión e interacción con el resto de los cuerpos, que se describen en los siguientes párrafos.

**Ley de Planck:** Un cuerpo negro absorbe y reemite radiación en función de su temperatura, siguiendo una distribución determinada de longitudes de onda, según la ecuación de Bose-Einstein (ec.2.1).

$$E_{\lambda,T} = \frac{8 \cdot \pi \cdot h \cdot c^2}{\lambda^5} \frac{1}{e^{(h \cdot c / \lambda \cdot k \cdot T)} - 1} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Dónde,  $k$  es la constante de Boltzmann ( $1,38064852 \cdot 10^{-34}$  J/K) y  $h$  es la constante de Planck ( $6,626 \cdot 10^{-34}$  J·s).

**Ley de desplazamiento de Wien:** derivando en la ec. 2.1, se obtiene que la longitud de onda más probable en la distribución es inversamente proporcional a la temperatura del cuerpo emisor (ec. 2.2). De la ley de Wien se extrae que la densidad de probabilidad de fotones es alta en el rango visible cuando la superficie del Sol es el emisor, tal y como se observa en la fig. 2.1.

$$\lambda_{max}(\mu\text{m}) = 0,2014 \cdot \frac{h \cdot c}{k \cdot T} \quad \text{Ec. 2.2}$$

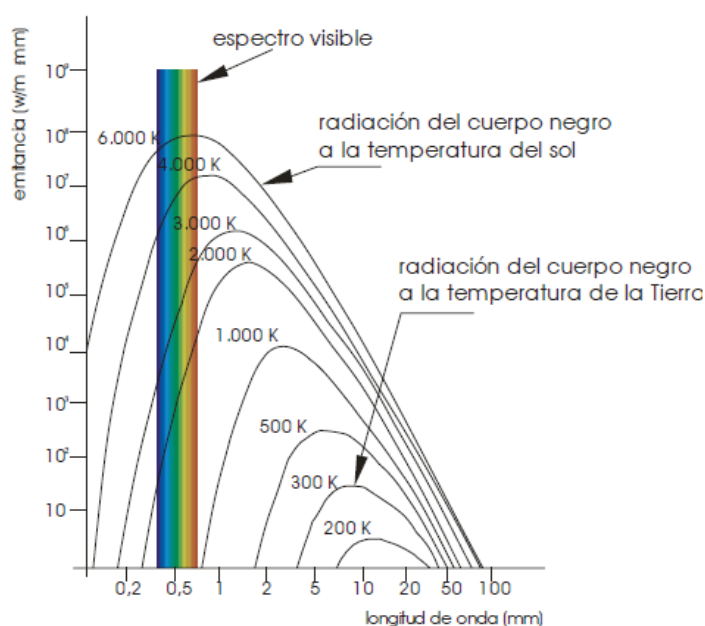


Fig. 2.1. Espectro de irradiación ( $\text{W}/\text{m}^2/\mu\text{m}$ ) para un cuerpo negro a distintas temperaturas [1]

**Ley de Stefan-Boltzmann:** Un cuerpo negro a una determinada temperatura emite un flujo de radiación por unidad de superficie (integrado en todas las longitudes de onda) proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta de su superficie (ec. 2.3).

$$E = \sigma \cdot T^4 \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \cdot 10^{-8}$   $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ ).



En función de esta emitancia, se puede definir la emisividad de una superficie, como la relación entre la emitancia de la superficie y la correspondiente a un cuerpo negro a esa misma temperatura (ec. 2.4)

$$\varepsilon(T) = \frac{E(T)}{E_b(T)} = \frac{E(T)}{\sigma \cdot T^4} \Rightarrow E(T) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \text{Ec. 2.4}$$

**Ley de kirchoff:** Para una superficie negra o gris difusa (la emisividad no depende de la longitud de onda y reemite la radiación de forma aleatoria en las distintas direcciones), se cumple que la irradiancia es igual a la radiancia, en equilibrio térmico con el medio y despreciando fenómenos convectivos. Por tanto, la emisividad será igual a la absorptividad de esa superficie para una determinada temperatura.

La irradiancia solar que llega a la parte superior de la atmósfera terrestre se denomina irradiación solar extraterrestre ( $G_{ext}$ ) que viene caracterizada por la constante solar ( $K_{solar}$ , que es igual  $1.363 \text{ kW/m}^2$ ), variando en función de la distancia Tierra-Sol en un  $\pm 3\%$ . Dicha variación viene dada por la ec. 2.5.

$$G_{ext} = K_{solar} \cdot \left( 1 + 0,033 \cdot \cos \frac{360 \cdot n}{365} \right) \quad \text{Ec. 2.5}$$

Esto es debido a que la Tierra describe una trayectoria elíptica alrededor del sol, con una duración aproximada de 365 días, por lo que la distancia Sol-Tierra varía a lo largo del año, con una distancia mínima de 0,983 UA que se produce en el perigeo (3 de enero) y una distancia máxima de 1,017 UA que se alcanza en el apogeo (4 de julio).

Aproximadamente el 97% de esta radiación se limita a longitudes de onda entre 290 nm y 3000 nm, por lo que a efectos de su distribución espectral se puede considerar que su comportamiento es equivalente al de un cuerpo negro a una temperatura en superficie de 5776 K. En la fig.2.2 se representa la irradiancia espectral en la superficie terrestre y la distribución espectral resultante de la atenuación atmosférica.

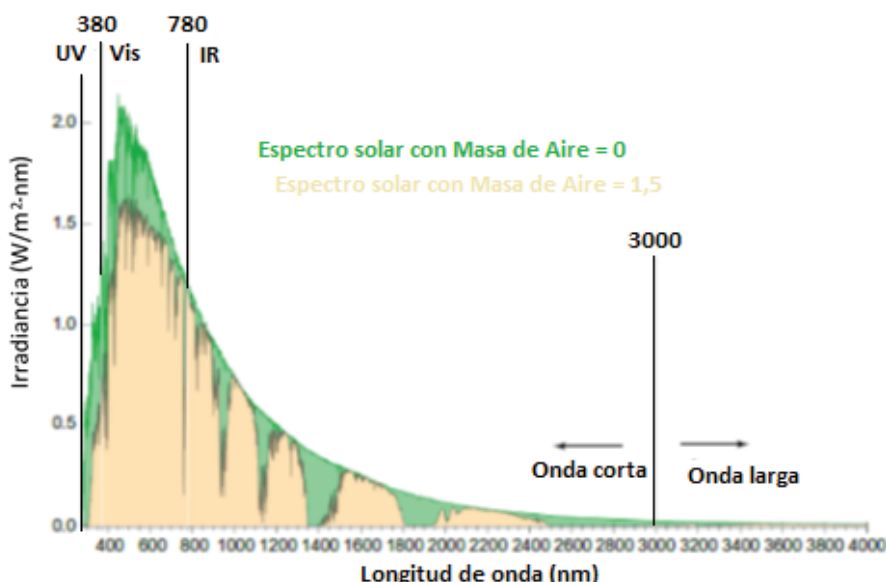


Fig. 2.2. Espectro de irradiación solar extraterrestre y el correspondiente espectro solar incluyendo la atenuación atmosférica en  $\text{W/m}^2/\text{nm}$  (considerando una latitud de  $48,81^\circ$  (masa de aire =  $1,5^1$ )) [2]

<sup>1</sup> Equivale a un ángulo de aproximadamente  $48^\circ$ , con respecto al cenit

Como se observa en la fig. 2.2, sólo parte de la radiación solar extraterrestre alcanza la superficie de la Tierra y puede ser usada para aplicaciones energéticas. Esta fracción de la irradiación solar extraterrestre está compuesta por dos componentes: irradiancia normal directa (DNI) e irradiancia horizontal difusa (DHI). El flujo de radiación total por unidad de superficie en un plano horizontal será la irradiancia horizontal global (GHI).

En la fig. 2.3 se representa un mapa de niveles de DNI y GHI promedio integrados a lo largo de un día y un año, para las distintas regiones del mundo. De este modo se pueden ver aquellas regiones en las que el recurso solar es más abundante.

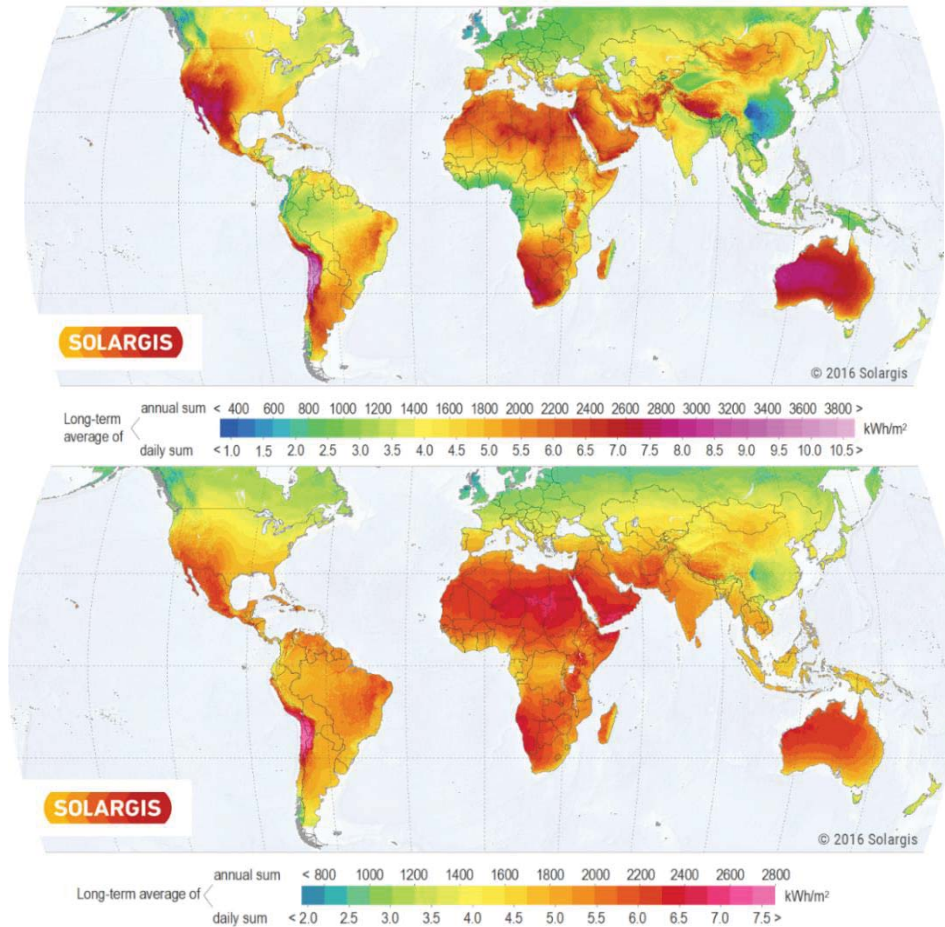


Fig. 2.3. Mapa de niveles de DNI (imagen superior) y GHI (imagen inferior) promedio integrados a lo largo de un año, para las distintas regiones del mundo © 2016 Solargis [3]

### 2.1.1 Modelos de forma solar

Visto desde la Tierra, el Sol comprende un semi-ángulo sólido de aproximadamente 4,65 mrad. Sin embargo, es complicado establecer este valor de manera precisa, pues la distribución de intensidad en los bordes no se corresponde con una función escalón, sino que más bien va disminuyendo en un anillo circular externo (fig.2.4). Esto es debido a que los aerosoles de la troposfera y las moléculas del aire provocan la dispersión de los rayos solares hacia el exterior disco solar. A este tipo de distribución se le denomina forma solar. Un parámetro clave de cara a caracterizar estas distribuciones es la relación circunsolar (*CSR*), definida según la ec. 2.6 [4].

$$CSR = \frac{G_{cs}}{G_{cs} + G_s} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Donde  $G_s$  es la irradiación solar integrada dentro el disco solar, hasta su límite de 4,65 mrad; mientras que  $G_{cs}$  es la irradiación solar integrada en el anillo exterior, desde los 4,65 mrad hasta la parte exterior de la aureola solar (43,6 mrad, según [4]). Valores altos de este parámetro pueden reducir significativamente la eficiencia de captura de la radiación.

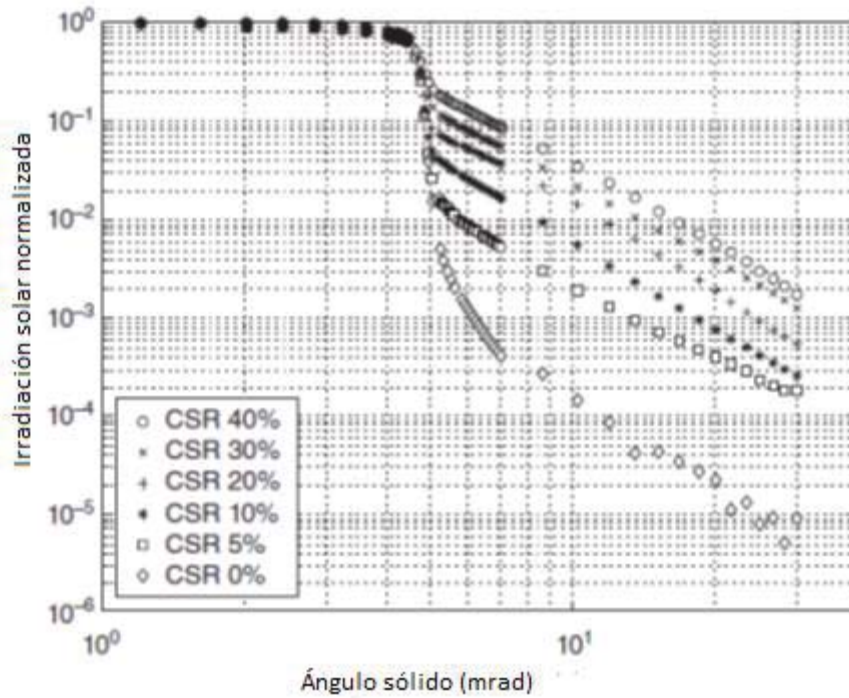


Fig. 2.4. Irradiación normalizada en función del ángulo sólido, para distintos valores de CSR [4]

Esta relación circunsolar varía con la localización y climatologías y el estado cielo (composición).

Son varios los modelos propuestos para poder calcular la distribución de la intensidad solar en la superficie terrestre. Entre ellos se puede destacar el correspondiente a Buie y otros [4], que propusieron un modelo independiente de la localización haciendo uso de la relación circunsolar. Para ello utilizaron la base de datos del laboratorio Lawrence Berkeley (LBL), recogida para 11 localizaciones de los Estados Unidos a finales de los años setenta y principios de los ochenta y los datos publicados por el centro de investigaciones aeroespaciales alemán (DLR) para tres localizaciones europeas.

En muchas ocasiones se utilizan distribuciones solares tipo caja (Pillbox en inglés), que consisten en una función escalón en el disco solar (fig. 2.5).

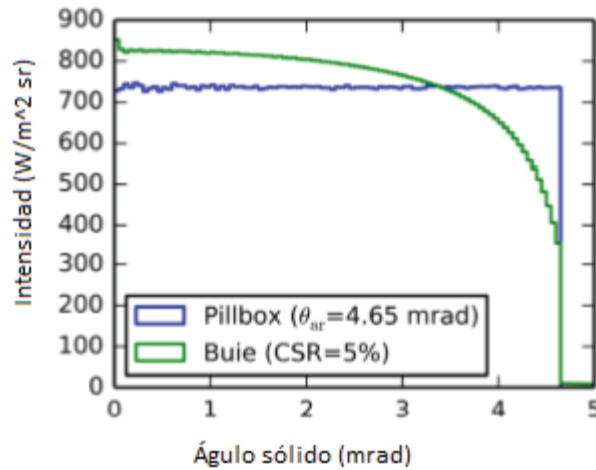


Fig. 2.5. Comparativa de la distribución de intensidad solar terrestre, según función Pillbox y según función propuesta por Buie para una relación circunsolar del 5% [5]

En general, para concentraciones inferiores a 10.000 veces la DNI el uso de una distribución de caja conlleva pequeñas diferencias en la estimación de la concentración solar en el colector [6]. En esta tesis se partirá en muchos casos de valores de concentración directamente en colector y en aquellos casos en los que no es así, o bien se trata de aplicaciones de concentraciones inferiores a la dada como límite o el grado de aproximación necesario no requiere del uso de funciones más precisas.

### 2.1.2 Posicionamiento solar

Una vez descrita la forma en la que la radiación solar llega a la Tierra, es necesario posicionar el Sol en relación con un observador situado en la Tierra, para todo momento del día y localización, para poder orientar el sistema captación de dicha energía.

Los movimientos de traslación descrito por la Tierra alrededor del Sol y de rotación alrededor de un eje que está inclinado  $23^\circ 27'$ , provocan que el ángulo formado por la recta que une Sol y Tierra con el plano ecuatorial varíe a lo largo del año. Este ángulo se llama declinación solar ( $\delta$ ).

La declinación solar es nula en los equinoccios (puntos 1 y 3 de la fig. 2.6), mientras que en el hemisferio norte es máxima en el solsticio de verano (punto 2 de la fig. 2.6;  $23,44^\circ$ ) y mínima en el solsticio de invierno (punto 4 de la fig. 2.6;  $-23,44^\circ$ ).

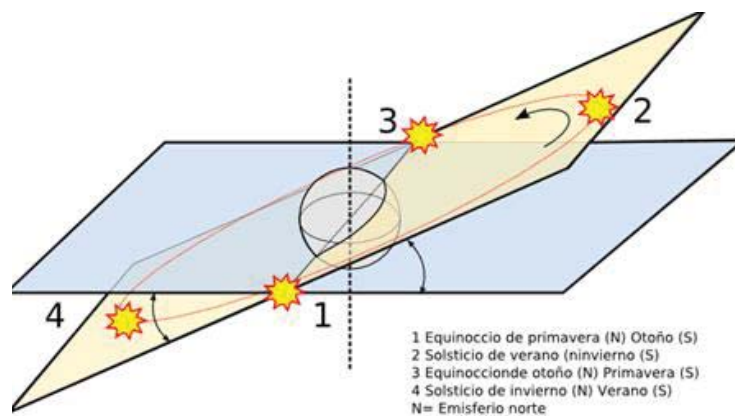


Fig. 2.6. Declinación de la Tierra a lo largo de un año. Imagen obtenida de [7]

Además de estos movimientos, existen otros movimientos como el de precesión y nutación que producen oscilaciones periódicas del eje de rotación de la Tierra. Los periodos de estos movimientos son 25.767 años y 18,6 años respectivamente; mayores que los de traslación y rotación. La suma de todos los movimientos hace que el desarrollo de algoritmos precisos sea complejo.

Son varios los algoritmos desarrollados, que tienen un rango de validez para unos años concretos y presentan incertidumbres en el orden de  $\pm 0,01^\circ$  en el cálculo de determinados ángulos. El Laboratorio Nacional de Energías Renovables de EEUU (NREL) propone el uso de un algoritmo de posicionamiento solar descrito en [8], de tal modo que la incertidumbre se reduce a  $\pm 0,0003^\circ$  y el rango de aplicación engloba desde el año 2000 a. C. hasta el 6000 d.C.

Por otro lado, en [9] se pueden encontrar una gran cantidad de algoritmos en distintos lenguajes de programación, basados en varias aproximaciones, con distinto nivel de precisión. Igualmente, la Administración Nacional Oceánica y Atmosférica (NOAA) ofrece una hoja Excel de descarga libre [10] que basada en algoritmos astronómicos [11] calcula la posición solar relativa con respecto a la Tierra. Esta herramienta permite el acoplamiento directo con la herramienta desarrollada en esta tesis, al estar desarrollada también en Excel. Sin embargo, el grado de precisión es inferior a la del algoritmo de NREL ( $1'$  en latitudes entre  $\pm 72^\circ$ ).

Para los cálculos de esta tesis se decide utilizar el cálculo vía web [12] basado en el algoritmo desarrollado por el NREL, que permite volcado en formato texto de los valores para los ángulos necesarios en el cálculo en el intervalo requerido. Esta vía permite la incorporación de datos precisos de forma sencilla a la herramienta desarrollada para los cálculos anuales que se presenta en el capítulo 5.

De cara a establecer la posición relativa entre el Sol y el sistema colector es necesario establecer una escala de tiempos común entre ambos sistemas. Las siguientes son las escalas de tiempo reconocidas internacionalmente:

- El Tiempo Universal (*UT*), u horario de Greenwich, se basa en la rotación de la Tierra y se cuenta desde 0 horas en la medianoche. La unidad es día solar medio. *UT* es el tiempo usado para calcular la posición solar en muchos de los algoritmos ya que es universal. A veces se denomina *UT1*.
- El tiempo atómico internacional (*TAI*), que está basado en el cálculo del segundo definido a través de relojes atómicos (definición de segundo en el Sistema Internacional (SI)).
- El tiempo universal coordinado (*UTC*), que viene dada también por relojes atómicos y difiere de *UT* en 1 s que se añade o se quita a este último, a finales de junio o diciembre según sea necesario.
- El tiempo terrestre dinámico o tiempo terrestre (*TDT* o *TT*) es la escala de tiempo de efemérides para observaciones desde la superficie de la Tierra.

Se establecen las siguientes relaciones entre ellos (ec.2.7-9).

$$TT = TAI + 32,184 \quad \text{Ec. 2.7}$$

$$UT = TT - \Delta T \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$UT = UTC - \Delta UT1 \quad \text{Ec. 2.9}$$

Donde  $\Delta T$  es la diferencia entre el tiempo de rotación de la Tierra y  $TT$ .  $\Delta UT1$  es un valor positivo o negativo, entre  $\pm 1$  s, que se añade a  $UT$  como fracción de segundo de descuadre entre ambos horarios.

Como día de referencia para el algoritmo propuesto por NREL se utiliza el día Juliano, que comienza a contar en el año -4.712 a las 12:00:00  $UT$ .

Por otro lado, es necesario posicionar el colector y el Sol, en ejes de Tierra, para poder trazar el vector que une ambos. Para posicionar un punto en la superficie terrestre, se definen las coordenadas:

- La latitud ( $\phi$ ), que es el ángulo que forma el radio terrestre que pasa por el punto de la superficie con respecto al plano del ecuador
- La longitud ( $\lambda$ ) es el ángulo comprendido entre el plano que contiene al eje polar y al meridiano del emplazamiento y el plano que contiene al eje polar y al meridiano de longitud  $0^\circ$  (Greenwich). La longitud varía desde  $0^\circ$  a  $180^\circ$  debiéndose indicar si es este u oeste.

Para situar el sol, se parte de coordenadas astronómicas:

- Declinación solar ( $\delta$ ), ya definido con anterioridad.
- Ascensión recta del cuerpo celeste (en este caso el Sol), que es la distancia en grados o en horas, medida en dirección este sobre el ecuador celeste, desde la posición del equinoccio Vernal hasta el día y hora concretos.

Se utilizan dos combinaciones distintas de ángulos para trazar el vector solar:

**Coordenadas horarias:** se define el ángulo horario ( $\omega$ ) como el ángulo formado por los planos que pasan por el meridiano terrestre en el que se encuentra el observador y el meridiano paralelo a los rayos solares. Al mediodía es nulo, siendo negativo por la mañana y positivo por la tarde ( $-180^\circ \leq \omega \leq 180^\circ$ ). Se calcula a través de la ec. 2.10.

$$\omega = 15 \cdot (hora - 12) + \frac{minutos}{4} + \frac{segundos}{240} \quad \text{Ec. 2.10}$$

A través del ángulo horario y la declinación antes vista se determina el vector solar (vector con origen en el observador y extremo en el sol), mediante el cual se orientan los sistemas de concentración solar.

**Coordenadas horizontales:** la altura solar ( $\alpha_s$ ), es el ángulo formado por la línea, que une el punto sobre la superficie terrestre y el Sol y su proyección sobre el plano horizontal local. Una expresión para calcularlo con precisión adecuada es la ec. 2.11.

$$\alpha_s = \arcsen(\sen(\lambda) \cdot \sen(\delta) + \cos(\lambda) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) \quad \text{Ec. 2.11}$$

El ángulo cenital ( $\theta_z$ ) se define como el complementario del anterior.

Se define el azimut ( $\gamma_s$ ), como el ángulo que forma el plano vertical que pasa por el Sol y el plano vertical que pasa por el norte. Sus valores van desde  $0^\circ$  a  $360^\circ$ . Para calcularlo se hace uso de la ec. 2.12.

$$\gamma_s = \arccos\left(\frac{\cos(\delta) \cdot \cos(\omega) - \sen(h) \cdot \cos(\lambda)}{\cos(h) \cdot \sen(\lambda)}\right) \quad \text{Ec. 2.12}$$

A continuación, se muestran los ángulos involucrados en la determinación del vector solar mediante los dos sistemas de coordenadas (fig. 2.7).

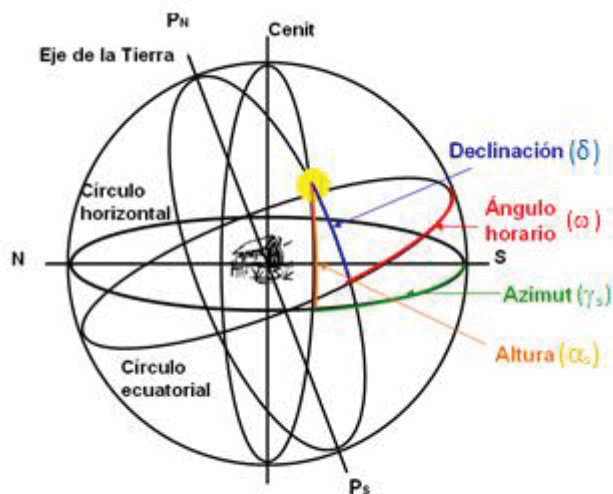


Fig. 2.7. Ángulos involucrados en la determinación del vector solar. Imagen obtenida de [13]

Estos son los ángulos que se usarán más adelante para conocer el ángulo entre la radiación incidente y el sistema de concentración solar para las distintas tecnologías.

### 2.1.3 El colector solar

El aprovechamiento térmico de la radiación proveniente del Sol se lleva a cabo en el colector solar, de manera que la radiación es captada y pasa a otra sustancia que la transportará o almacenará. Los elementos principales que forman parte de un sistema colector son los siguientes:

- Sistema concentrador de la radiación solar: se trata de un elemento que por medio de la reflexión (reflector) o de la refracción (lentes) concentra la radiación que le llega al área que ocupa, sobre el elemento receptor.
- Sistema receptor o absorbedor: elemento sobre el que se concentra la energía solar procedente directamente del Sol o desde el elemento concentrador. La energía absorbida es transmitida a una sustancia (fluido o sólido), haciendo éste en ocasiones las veces de receptor. Este sistema podrá llevar o no asociados elementos dedicados a reducir las pérdidas térmicas al exterior.
- Estructura de soporte y cimentación del colector: fija los elementos colector y receptor al suelo, dándoles estabilidad. Soporta su peso y limita su movimiento ante las cargas de viento, evitando el fallo de dicha estructura y errores en la concentración sobre el elemento receptor.
- Sistema de seguimiento solar: orienta el colector siguiendo el movimiento aparente del sol, de modo que se pueda concentrar la energía solar sobre el absorbedor.

Algunos sistemas estarán compuestos por todos los elementos, mientras que otros sólo incorporarán parte. Son los elementos reflector y receptor los que caracterizan las diferentes tecnologías mientras que la estructura soporte y el mecanismo de seguimiento solar pueden ser diferentes dentro de una misma tecnología.

Un primer concepto, a través del cual se establece la potencia térmica límite que podría llegar a convertir un sistema colector, es la razón de concentración geométrica ( $Cg$ ). Se trata de la ratio entre el área de la apertura del concentrador ( $A_c^2$ ) respecto al área del receptor ( $A_r^3$ ) (ec. 2.13).

$$Cg = \frac{A_c}{A_r} \quad \text{Ec. 2.13}$$

Dicho parámetro, como se verá más adelante, clasificará los sistemas colectores.

Existe un límite termodinámico para dicho factor que proviene del hecho que la temperatura del receptor no puede llegar a ser mayor que la del Sol (segunda ley de la termodinámica). Si a esto se añade el hecho de que el Sol es visto desde un punto de la Tierra dentro de un semi-ángulo sólido de 4,65 mrad ( $\alpha_{disco}$ ) y que cualquier concentrador ideal replicará dicho ángulo, la máxima concentración geométrica que se puede obtener es la dada por la ec. 2.14 [14]:

$$Cg_{3D} = \frac{n_{sal} \cdot (\text{sen}(\phi))^2}{n_{ent} \cdot (\text{sen}(\theta))^2} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Donde  $\theta$  es el ángulo de aceptación del concentrador y  $\phi$  es el ángulo de dispersión de la radiación reflejada por dicho concentrador y que incide sobre el receptor. Por otro lado,  $n_{ent}$  y  $n_{sal}$  son los índices de refracción de la entrada y salida del concentrador.

Por otro lado, para concentración lineal, el concentrador y el receptor discurren paralelos a lo largo de una determinada longitud y las limitaciones del ángulo de aceptación aparecen sólo en una coordenada. En este caso, el límite de concentración viene dado por la ec. 2.15.

$$Cg_{2D} = \frac{n_{sal} \cdot \text{sen}(\phi)}{n_{ent} \cdot \text{sen}(\theta)} \quad \text{Ec. 2.15}$$

Para ambos casos, si se considera  $\theta = \alpha_{disco}$  y  $\phi = \pi/2$ , se obtendrá el factor de concentración máximo, que en el caso de concentración puntual es 46.250 y para concentración lineal 216. Por tanto, habrá que considerar dichas limitaciones a la hora de analizar las distintas tecnologías.

Dentro de las tecnologías de colectores solares lineales se encuentran, los colectores cilindro-parabólicos (CCP) y los colectores lineales Fresnel (CLF), representados en la fig. 2.8.

---

<sup>2</sup> Se define en función del área proyectada en el plano perpendicular a la radiación solar (orientado al Sol) y no el área geométrica de dicho concentrador, ya que es la primera la que está relacionada con el flujo de radiación concentrado.

<sup>3</sup> En el ámbito de esta tesis se considerará para el área del receptor, aquella superficie geométrica del receptor expuesta a concentración. Esta superficie estará relacionada con el área de pérdidas de calor al exterior y por tanto con el rendimiento térmico, tal y como se hace en [6] y [14] entre otros.



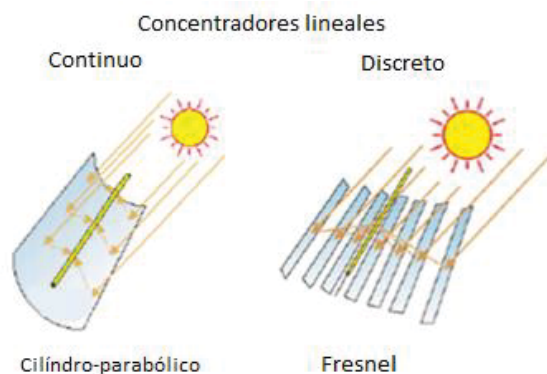


Fig. 2.8. Tipos de concentrador lineal

En los casos de concentración lineal, si dicha concentración se realiza sobre un receptor cilíndrico, el límite termodinámico anterior queda dividido por el número  $\pi$ , debido a la relación de áreas. Por tanto, la concentración máxima sería 68,75.

Para el caso de concentración puntual, las tecnologías desarrolladas se agrupan también en dos: colectores de discos parabólicos (CDP) y los colectores solares de torre (CTC), tal y como se muestra en fig. 2.9.

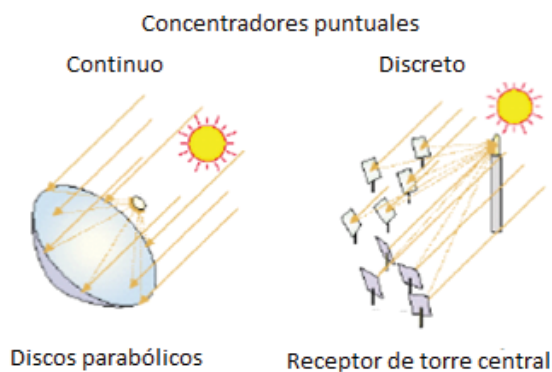


Fig. 2.9. Tipos de concentrador puntual

En los casos de concentración puntual, si dicha concentración se realiza sobre un receptor esférico, el límite termodinámico queda dividido por un factor 4. Por tanto, la concentración máxima sería 11.562,5.

Tanto en este caso como en el anterior, los factores de concentración máximos se pueden acercar al máximo termodinámico, mediante la introducción de concentradores secundarios, llegando a un 80-90% de dicho máximo [6].

Estos valores limitantes se tendrán en cuenta en el desarrollo de la tesis, de cara a evaluar los rendimientos alcanzables, mediante la aplicación del modelo desarrollado.

El sistema receptor adquiere diversas formas, siendo el más típico el tubo absorbedor por el que circula un fluido térmico. Sus formas y fluidos se tratarán en profundidad más adelante para cada una de las tecnologías. Sin embargo, la temperatura de operación sí es un factor que estará directamente relacionado con el factor de concentración geométrica. Esto es debido a que a medida que se aumenta dicha temperatura es necesario aumentar también la concentración para mantener niveles similares de rendimiento térmico. De este modo, en las aplicaciones solares de baja temperatura (hasta 250 °C) se suelen emplear colectores solares sin

concentración ( $C_g = 1$ ) o con concentración reducida ( $C_g < 10$ ), mientras que a medida que aumenta la temperatura de trabajo se va aumentando también la razón de concentración con  $C_g = 10-50$  en temperaturas medias (250-500 °C) y concentraciones  $C_g > 50$  para temperaturas altas (superiores a 500 °C). Siendo estos límites difusos, pudiendo aparecer factores de concentración más altos a temperaturas inferiores y viceversa.

El sistema de seguimiento en colectores se caracteriza por el número de grados de libertad, así se agrupan en:

- Sistemas de 1 grado de libertad: hacen el seguimiento del Sol en un eje (este-oeste o norte-sur) y se utilizan fundamentalmente en tecnologías lineales de concentración.
- Sistemas de 2 grados de libertad: hacen el seguimiento del Sol en dos ejes y se utilizan fundamentalmente en tecnologías de concentración puntual. Tiene una eficiencia de concentración superior a los anteriores, pero también un mayor coste.

Según estas características, los sistemas colectores se pueden clasificar tal y como aparece en la tabla 2.1. Para su desarrollo se han tenido en cuenta las referencias [14-16]. Los límites entre las distintas tecnologías son difusos y van variando a medida que evoluciona cada una de las tecnologías.

$C_g$	Sistema de seguimiento	Tipos de tecnología	Temperaturas de operación (°C)	Aplicaciones
1	Concentrador fijo	Colectores sin cubierta, Colectores de placa plana	30-80	Calentamiento y refrigeración
1		Colectores de vacío, tubos de vacío	50-200	Calentamiento y refrigeración
1-5		Colector parabólico compuesto	60-240	Calentamiento y refrigeración
10-100	Seguimiento en un eje	CCP	60-550	Generación eléctrica/ calentamiento y refrigeración
10-100		CLF	60-550	Generación eléctrica/ calentamiento y refrigeración
100-1.000	Seguimiento en dos ejes	CTC	300-700	Generación eléctrica
600-2.000		CDP	150-2000	Generación eléctrica

Tabla 2.1. Clasificación de las tecnologías de colectores solares en función de su concentración geométrica ( $C_g$ )

Los colectores sin concentración se diseñan para aplicaciones que demandan energía a una temperatura relativamente baja, aprovechando tanto la radiación directa como la difusa. Debido a que no se encuadran dentro de las tecnologías dedicadas a la generación eléctrica, no se van a tratar en profundidad en esta tesis.

Todo sistema colector estará sujeto a los límites de concentración antes apuntados y, adicionalmente, presentará una serie rendimientos hasta la conversión de la radiación solar en energía térmica:

- La orientación del sistema colector con respecto al Sol y la interposición de elementos externos que hagan sombra sobre dicho colector. Las pérdidas debido a estos efectos se denominarán pérdidas geométricas.
- Las pérdidas ópticas debidas a limitaciones en absorción por parte del receptor y en la concentración por parte del reflector, así como las derivadas de la interposición de elementos propios del colector entre ambos o fallos en la fabricación y construcción de los distintos elementos.
- Las pérdidas térmicas del receptor hacia el exterior por mecanismos de radiación, convección y conducción a través de los elementos de soporte del receptor.

El rendimiento total del colector vendrá caracterizado por estos 3 grupos de pérdidas que se desarrollan en los siguientes apartados.

### 2.1.3.1 Pérdidas geométricas

Estas pérdidas se pueden dividir en:

1. Disminución del flujo de radiación a través del plano de apertura del colector debido al ángulo que forman la radiación solar y la normal a dicho plano ( $\theta$ ). Este factor es conocido como factor "coseno" ya que depende del coseno de dicho ángulo. En la fig. 2.10 se puede observar dicho efecto sobre un CCP.

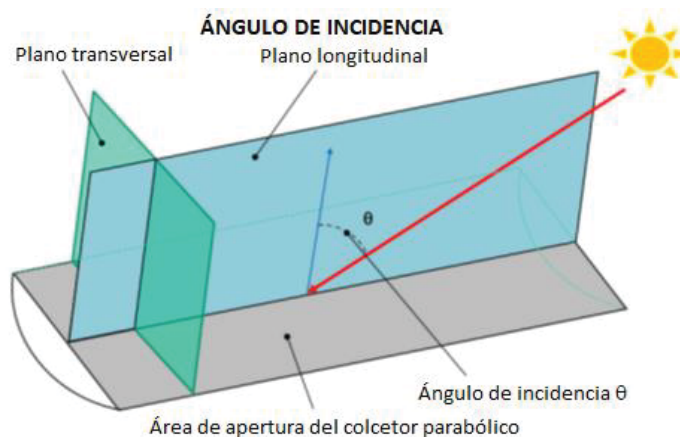


Fig. 2.10. Esquema explicativo para el ángulo de incidencia

Duffie y Beckman [17] establecen una expresión general para su cálculo (ec. 2.16).

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin \varphi \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \gamma_s + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \gamma_s \cdot \cos \omega + \cos \delta \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma_s \cdot \sin \omega \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde  $\beta$  es la inclinación sobre la horizontal y el resto de los ángulos son los ya vistos en el apartado correspondiente al posicionamiento solar.

Rabl [18] simplificó la expresión general para su uso en colectores cilindro-parabólicos, con eje N-S (ec. 2.17) y eje E-O (ec. 2.18).

$$\theta = \arccos\left(\cos \delta \cdot \sqrt{(\cos \varphi \cdot \cos \omega + \tan \delta \cdot \sin \varphi)^2 + (\sin \omega)^2}\right) \quad \text{Ec. 2.17}$$

$$\theta = \arccos\left(\sqrt{1 + \cos^2 \delta \cdot (\cos^2 \omega - 1)}\right) \quad \text{Ec. 2.18}$$

2. Cambio en las propiedades ópticas de los elementos que componen el colector: algunas propiedades como la absorptividad del colector y la transmisividad de cubiertas de vidrio dependerán del ángulo de incidencia.
3. Sombras debidas a los elementos de soporte. Este factor, junto a los dos anteriores se incluye dentro de una función habitualmente denominada  $k(\theta)$ .
4. Sombras entre concentradores ( $\eta_{sombros}$ ). Las pérdidas geométricas por sombras pueden reducirse, incluso eliminarse, si se aumenta la distancia entre filas paralelas. Sin embargo, esto trae consigo un aumento del área necesaria para el campo solar, a la vez que un aumento en las pérdidas de bombeo y pérdidas térmicas que puedan producirse en el sistema de tuberías. Por consiguiente, hay que adoptar un valor de compromiso para el espacio entre filas paralelas, que normalmente se toma igual a tres veces la apertura parábola de los colectores.
5. Pérdidas en los bordes del colector ( $\eta_{bordes}$ ). Debido al ángulo de incidencia, una parte del colector se queda sin iluminación por parte del concentrador. En la fig. 2.11, se puede observar este efecto.

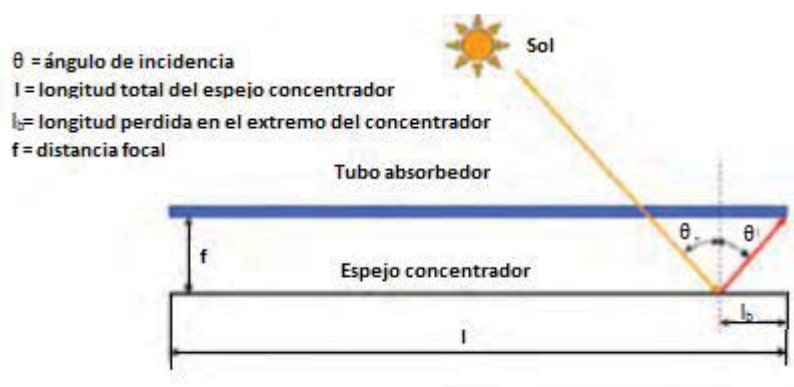


Fig. 2.11. Esquema explicativo de las pérdidas en bordes del colector [19]

### 2.1.3.2 Rendimiento óptico del colector

El rendimiento óptico es la relación que existe entre el flujo de radiación captado por los concentradores solares y el flujo de radiación absorbido por el elemento colector. Se expresa según la ec. 2.19, en función del modificador de ángulo ( $IAM$ ) que representa todas las pérdidas ópticas para ángulos distintos de cero sin incluir el efecto coseno.

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,pico} \cdot IAM \quad \text{Ec. 2.19}$$

Otra forma de expresarlo sería en función de  $k(\theta)$  que incluye el efecto coseno (ec. 2.20).

$$\eta_{opt} = \frac{k(\theta)}{\cos(\theta)} \cdot \eta_{opt,pico} \quad \text{Ec. 2.20}$$

Los fabricantes suelen dar curvas de la caída de rendimiento en función del ángulo de incidencia ( $IAM$  vs  $\theta$ ). En esta tesis se partirá de estos datos para el cálculo de rendimientos totales.

El rendimiento óptico pico ( $\eta_{opt, pico}$ ) depende de varios factores que se pueden generalizar mediante la ec. 2.21.

$$\eta_{opt,pico} = \alpha_{solar} \cdot \tau \cdot \rho \cdot \gamma |_{\theta = 0^\circ} \quad \text{Ec. 2.21}$$

Donde todas las propiedades ópticas se calculan a  $\theta = 0^\circ$  y se definen del siguiente modo cada una de ellas:

- $\alpha_{solar}$  es la absorptividad de radiación de la pared del colector, que se corresponderá con la del revestimiento selectivo que se le aplique. Sus valores característicos se tratarán en el apartado dedicado a recubrimientos selectivos y será un parámetro de análisis en profundidad a lo largo de la tesis.
- $\tau$  es la transmisividad de los elementos que se encuentren entre los concentradores y el tubo absorbedor, que suelen tener el objetivo de reducir las pérdidas térmicas.
- $\rho$  es la reflectividad de los elementos de concentración. Tanto este como el anterior punto se analizarán para cada tecnología más adelante
- $\gamma$  es el factor de interceptación que contempla la fracción de la radiación solar directa reflejada por los espejos, que no alcanza al tubo absorbedor, en la situación de ángulo de incidencia nulo. Estas pérdidas de concentración de radiación pueden ser debidas a distintas causas:
  1. Forma del Sol. Tal y como se indicó en apartados anteriores, el Sol emite radiación con una determinada distribución en función del ángulo sólido. Tal y como se indicó anteriormente, tan sólo a muy altas concentraciones es necesario atender de forma precisa a la forma solar. En el caso de media o alta concentración, no es necesario considerarlo para diseño, pero no se trata de un factor despreciable en el cómputo anual de generación en una planta.
  2. Especularidad del espejo o desviación del ángulo de reflexión de la radiación con respecto al esperado ( $\sigma_{esp}$ ), debida a errores microscópicos. Se define localmente como la desviación estándar de la distribución de ángulos en los rayos reflejados, con respecto a un espejo ideal.
  3. Defectos de forma locales del contorno del concentrador. A una escala ligeramente mayor, los espejos concentradores tendrán ondulaciones locales y distorsiones en sus superficies. Se define  $\sigma_{sup}$  como la desviación estándar de la distribución angular de la radiación reflejada. Para sistemas de alta precisión se pueden encontrar valores tan reducidos como 0,4 mrad, aunque pueden considerarse adecuados valores de hasta 5 mrad [6], dependiendo del tipo de concentrador y aplicación.
  4. Defectos de forma generales del concentrador y errores de alineación. En una escala más grande, un concentrador está constituido comúnmente por facetas que pueden estar orientadas incorrectamente. También puede haber distorsiones de la estructura global debido a la dilatación térmica, cargas de viento o tensiones residuales. Se define  $\sigma_{for}$  como la desviación estándar en los ángulos por efecto de estos defectos de forma y desalineaciones.
  5. Errores de seguimiento solar. En realidad, los sistemas de seguimiento no son perfectos y no siempre apuntan al Sol correctamente. Este desplazamiento angular a menudo varía con el tiempo, particularmente con un sistema de control de seguimiento de tipo "on-off". Se define  $\sigma_{seg}$  como la desviación estándar de la distribución de ángulos debido a defectos en el seguimiento.

Estos factores se pueden caracterizar por distribuciones normales en el ángulo de reflexión. De tal modo que la desviación típica de dichas distribuciones permitirá

conocer su efecto sobre el rendimiento óptico. Su desviación estándar total, supuesta distribución normal, vendrá dada por la ec. 2.22.

$$\sigma_{tot} = \sqrt{\sigma_{esp}^2 + \sigma_{sup}^2 + \sigma_{for}^2 + \sigma_{seg}^2} \quad \text{Ec. 2.22}$$

### 2.1.3.3 Rendimiento térmico del colector

Un colector solar se puede considerar como un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía radiante procedente del Sol en energía térmica. Por ello, las expresiones correspondientes al cálculo del rendimiento térmico podrán conservar ciertas similitudes con el cálculo de la eficacia de un intercambiador. Sin embargo, en los intercambiadores de calor convencionales el intercambio de calor suele ser fluido a fluido, siendo la radiación un fenómeno poco importante, mientras que en los colectores solares se presentan problemas muy particulares de flujos de energía variables y con una gran importancia del fenómeno de radiación. Por ello, el cálculo del rendimiento térmico en colectores solares tiene sus peculiaridades.

De la radiación solar recibida por el concentrador, sólo parte será aprovechada como calor útil ( $\dot{q}_u''$ ), de tal modo que el rendimiento térmico del receptor vendrá dado por la ec. 2.23.

$$\eta_t = \frac{\dot{q}_u''}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 2.23}$$

Donde  $\dot{q}_{abs}''$  es el flujo de radiación absorbido por el receptor (ec. 2.24).

$$\dot{q}_{abs}'' = k(\theta) \cdot \eta_{opt,pico} \cdot Cg \cdot DNI \cdot \eta_{sombras} \cdot \eta_{bordes} \quad \text{Ec. 2.24}$$

De tal modo que el balance energético en el receptor quedará cerrado mediante la introducción del flujo de calor de pérdidas al exterior ( $\dot{q}_{perd}''$ ), según la ec. 2.25.

$$\dot{q}_{perd}'' = \dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_u'' = U_{ext} \cdot (T_{ro} - T_{ext}) \quad \text{Ec. 2.25}$$

Otra forma de expresar el rendimiento térmico sería en función de dichas pérdidas de calor al exterior, según la ec. 2.26.

$$\eta_t = 1 - \frac{U_{ext} \cdot (T_{ro} - T_{ext})}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 2.26}$$

Donde  $U_{ext}$  es el coeficiente de transmisión de calor al exterior que engloba a los 3 mecanismos de transmisión de calor:

- Radiación desde la superficie del receptor a aquellas superficies con las que tenga ángulo de visión. Las pérdidas por radiación vendrán gobernadas por la ley de Stefan-Boltzmann (ec. 2.4) y por tanto dependerá de la temperatura de dicha superficie elevada a grado 4, de las condiciones atmosféricas y en algunos casos de las posiciones relativas del concentrador y el absorbedor.
- Convección desde la superficie del receptor. En este caso será una función lineal de la diferencia de temperaturas entre la superficie del receptor y el exterior. Dependerá también de las condiciones atmosféricas (fundamentalmente de la velocidad y dirección del viento) y en algunos casos de la posición del colector y receptor.

- Conducción a través del receptor sólido y de los soportes. En última instancia este mecanismo lleva asociadas en serie resistencias térmicas de convección y radiación, por lo que dependerá de los mismos factores que éstos, pero en menor medida.

$U_{ext}$  se puede expresar según la ec. 2.27 en el caso de un tubo desnudo como receptor.

$$U_{ext} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{ro} - T_{ext})}{(T_{ro} - T_{ext})} = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^2 + T_{ext}^2) \cdot (T_{ro} + T_{ext}) + h_{ext} \quad \text{Ec. 2.27}$$

Donde  $T_{ro}$  es la superficie exterior del receptor y  $h_{ext}$  es el coeficiente de transmisión de calor por convección equivalente y  $\varepsilon_{ext}$  es la emisividad equivalente. El término debido a la radiación es el que dificulta la obtención de expresiones analíticas para su cálculo y, por tanto, obliga a trabajar con cálculo numérico, lo que limita la visión general del sistema.

Las pérdidas a través de los soportes se suelen tratar como un término independiente que se suma a las pérdidas a través de la superficie de absorción.

Existen varios tipos de modelos para su cálculo, que se pueden clasificar según nivel de detalle con el que se contemple el sistema:

- Modelos analíticos o de parámetros promediados: Mediante una o varias expresiones permiten el cálculo directo del rendimiento.
- Modelos numéricos: Es necesario el cálculo numérico de manera iterativa en varias regiones y/o tiempos para el cálculo del rendimiento. Pueden ser: unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales.

Los modelos analíticos tienen la ventaja de poder analizar tendencias de forma directa. Sin embargo, no siempre es viable obtener expresiones sencillas. El objetivo principal en esta tesis es el desarrollo, validación y aplicación a las distintas tecnologías, de un modelo analítico de rendimiento térmico. De él derivarán otra serie de submodelos simplificados con el objetivo de mejorar su aplicabilidad y la obtención de conclusiones importantes para el diseño. Adicionalmente se generará un modelo numérico unidimensional que servirá como base para la obtención de valores para los parámetros característicos del modelo analítico y como apoyo en su validación. Este modelo unidimensional plantea algunas variaciones con respecto a los actuales.

Los objetivos principales de estos modelos son dos:

- Diseño de colectores. En sus aspectos básicos y de cara a plantear tendencias tecnológicas conviene disponer de expresiones sencillas que puedan reflejar los efectos de cada uno de los parámetros de los que depende el rendimiento del colector. En este trabajo se plantean varios submodelos de rendimiento local como candidatos a desempeñar este papel.
- Caracterización del comportamiento anual de una planta de generación eléctrica basada en colectores solares. Esto supone un importante consumo computacional. Por tanto, se buscan modelos que puedan ahorrar número de cálculos. En este trabajo, ese papel lo desempeñarán el modelo desarrollado y los submodelos globales derivados de este.

En los capítulos 3 y 4 se introducirán algunos de los modelos existentes hasta la fecha, de cara a poder compararlos con el modelo desarrollado.

### 2.1.3.4 Rendimiento total del colector. Rendimiento global para sistemas de generación eléctrica y optimización de la temperatura de trabajo

El rendimiento total del colector viene dado por la ec. 2.28.

$$\eta_T = IAM \cdot \cos(\theta) \cdot \eta_{opt,pico} \cdot \eta_{sombbras} \cdot \eta_{bordes} \cdot \eta_t \quad \text{Ec. 2.28}$$

Una vez que la energía se transfiere al fluido de trabajo del campo solar (HTF) aparecerán otros rendimientos asociados a su transporte, almacenamiento, conversión a otras formas de energía, etc. El objetivo de este trabajo no es profundizar en esos otros rendimientos, que dependerán del uso final, la tecnología usada y las soluciones particulares que se den a cada uno de los pasos. Sin embargo, debido a que el proceso de optimización del rendimiento térmico del colector está supeditado al rendimiento global de la instalación y que el trabajo está enfocado fundamentalmente instalaciones de generación eléctrica, es necesario introducir factores orientativos en relación con la conversión eléctrica.

Son varios los autores [6, 20-22] que introducen el rendimiento del ciclo ideal de Carnot para evaluar dicha capacidad. Este rendimiento está relacionado con el rendimiento máximo que puede obtener un motor térmico operando entre dos focos a una temperatura fija. Si la temperatura del foco frío coincide con la del ambiente y se considera la temperatura del foco caliente igual a la del receptor, dicho rendimiento se expresaría según la ec. 2.29.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{ext}}{T_{ro}} \quad \text{Ec. 2.29}$$

En la fig. 2.12 se representa el rendimiento total de un colector, suponiendo  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ .

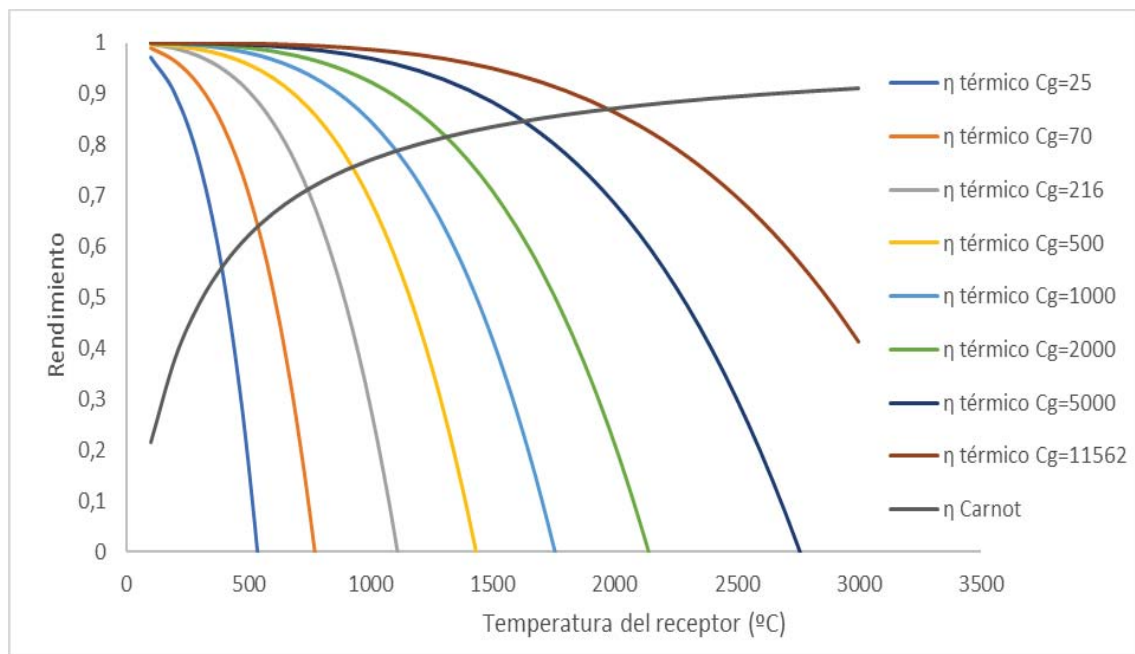


Fig. 2.12. Rendimiento total de un colector en función de la temperatura del receptor, para diferentes valores de  $C_g$ , suponiendo  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ ;  $\epsilon_{ext} = 0,86$ ;  $\alpha_{solar} = 0,96$  y resto de parámetros ópticos iguales a la unidad. Rendimiento de Carnot en función de la temperatura del receptor

En dicha figura se suponen despreciables las pérdidas debidas a mecanismos de convección y una emisividad equivalente a recubrimientos selectivos para alta temperatura (0,86; Pyromark2500) para las pérdidas por radiación. Para este recubrimiento la absorptividad es de



0,96. El resto de los parámetros para el cálculo del rendimiento óptico se suponen igual a la unidad, para obtener una orientación sobre el máximo teórico. Estos valores difieren en parte de los seleccionados por otros autores [6,20-22], pero la idea que se transmite es la misma. El rendimiento térmico se evalúa en función de la temperatura del receptor, calculado mediante la ec. 2.26-27. Los valores seleccionados para la concentración geométrica están relacionados con los máximos de valores alcanzables para concentradores lineales y puntuales, tal y como se comentó en apartados anteriores. El resto de los valores se seleccionan de manera que se pueda ver la evolución frente a dicho factor.

Ambos rendimientos tienen un efecto contrapuesto. Así el rendimiento alcanzable en el ciclo es superior a altas temperaturas, sin embargo, el rendimiento térmico en el colector disminuye a medida que aumenta ésta. Por tanto, aunque un colector tendría mejor rendimiento térmico a bajas temperaturas, es necesaria la búsqueda de colectores que operen a mayores temperaturas progresivamente.

La necesidad de trabajar a mayor temperatura para mejorar el rendimiento global obliga a trabajar con concentraciones superiores de cara a poder alcanzar rendimientos térmicos similares, tal y como se puede extraer de las curvas correspondientes a rendimientos térmicos del colector.

El producto de ambos términos se corresponde con el rendimiento global de la instalación (ec. 2.30), que se representa, para los valores propuestos, en la fig. 2.13.

$$\eta_{Carnot} = \eta_T \cdot \left(1 - \frac{T_{ext}}{T_{ro}}\right) \quad \text{Ec. 2.30}$$

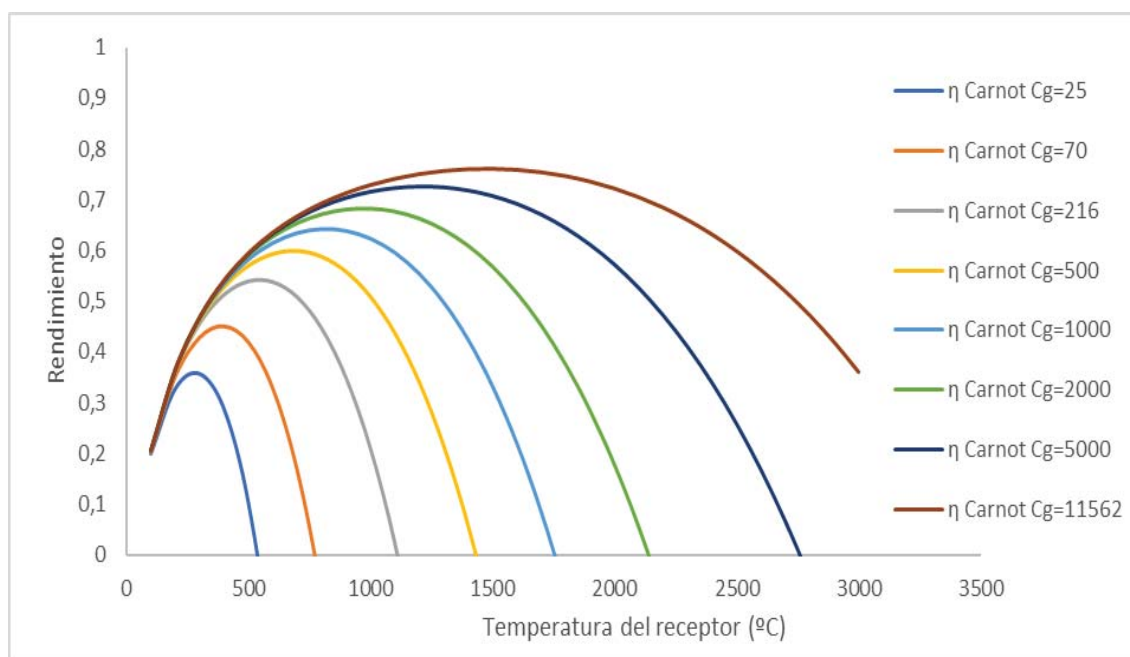


Fig. 2.13. Rendimiento global de un colector (considerando un ciclo teórico de Carnot) en función de la temperatura del receptor, para diferentes valores de  $C_g$ , suponiendo  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ ,  $\epsilon_{ext} = 0,86$ ,  $\alpha_{solar} = 0,96$  y resto de parámetros ópticos iguales a la unidad

En la fig. 2.13, tal y como se venía comentando, aparece un valor máximo de rendimiento que va aumentando según se aumenta la concentración. Derivando la ec. 2.30 en función de la temperatura del receptor (suponiendo una emisividad constante), se obtiene que dicha temperatura para rendimiento máximo viene dada por una de las raíces de la ec. 2.31 [22].

$$4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{ro}^5 - 3 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{ext} \cdot T_{ro}^4 - (\sigma \cdot T_{ext}^5 + \alpha_{solar} \cdot DNI \cdot Cg \cdot T_{ext}) = 0 \quad \text{Ec. 2.31}$$

En un ciclo real, existen una serie de irreversibilidades que reducen el rendimiento con respecto a este máximo teórico. Dichas irreversibilidades están relacionadas fundamentalmente con los elementos de intercambio de calor:

- Desde el campo solar al medio de almacenamiento de energía.
- Desde el campo solar al fluido de trabajo en el ciclo.
- Desde medio de almacenamiento al ciclo.
- Desde el fluido del ciclo al ambiente (condensador o torre de refrigeración).

Existen algunos modelos que pueden suponer una mejor aproximación del rendimiento de los ciclos reales. Una de ellas es la propuesta por Novikov-Curzon-Ahlborn [23-25]. Dicho rendimiento viene dado por la ec. 2.32.

$$\eta_{Novikov} = 1 - \left( \frac{T_{ext}}{T_{ro}} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. 2.32}$$

Al igual que en el ciclo de Carnot, se suponen la temperatura exterior y la del receptor como las correspondientes a la mínima y máxima del ciclo, respectivamente.

Dicha expresión fue desarrollada considerando un ciclo endorreversible, en el que se sustituyen los procesos isoterms por intercambios térmicos entre el motor y los focos. Debido a esta diferencia de temperaturas, se generan irreversibilidades y, por tanto, su es inferior al dado por un ciclo teórico de Carnot. La ec. 2.32 surge de imponer la condición de máximo trabajo a dicho motor. Aunque modelos posteriores y nuevas discusiones sobre este tema plantean que no se trata de un límite termodinámico para el máximo trabajo en motores actuales [24], sí se considera una buena referencia para obtener rendimientos globales similares a los reales y por tanto para poder orientar conclusiones relativas al rendimiento térmico.

En la tabla 2.2 se muestran algunos resultados comparativos para varias plantas [26].

Tipo de planta de generación	$T_2$ (°C)	$T_1$ (°C)	$\eta_{Carnot}$ (%)	$\eta_{Novikov}$ (%)	$\eta_{observado}$ (%)
<b>Planta de carbon de West Thurrock (UK)</b>	25	565	64,1	40,0	36,0
<b>Planta nuclear CANDU (Canada)</b>	25	300	48,0	28,0	30,0
<b>Planta geotérmica de Larderello (Italy)</b>	80	250	32,3	17,5	16,0

Tabla 2.2. Comparativa del rendimiento de Carnot y el de Novikov-Curzon-Ahlborn para varios ciclos [26]

Esta aproximación es también utilizada por algunos autores para aplicaciones en centrales termosolares como [27].

Si se representan los resultados obtenidos para este rendimiento con los correspondientes al de Carnot, para algunos valores de concentración, se obtiene la fig. 2.14.

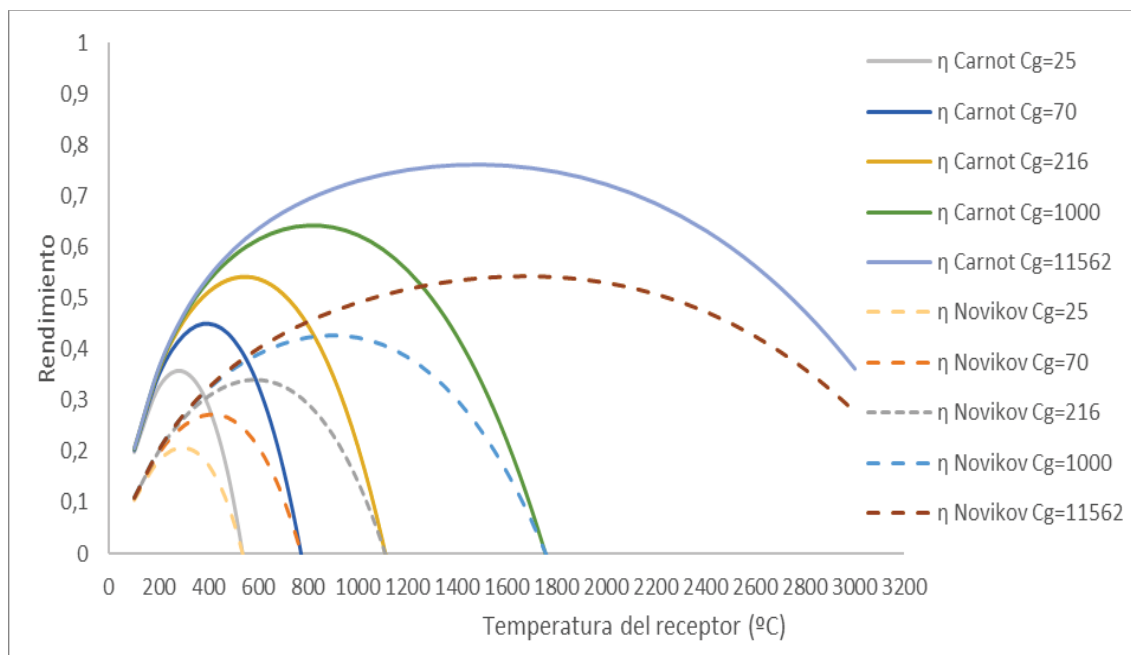


Fig. 2.14. Rendimiento total de un colector en función de la temperatura del receptor, suponiendo  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ ,  $\epsilon_{ext} = 0,86$ ,  $\alpha_{solar} = 0,96$  y resto de parámetros ópticos iguales a la unidad

En [22] se muestran algunos de los valores típicos para las distintas tecnologías de colectores solares, que podrán ser comparadas con los resultados dados por dicha aproximación.

Tecnología	Rendimiento pico (%)	Rendimiento anual (%)
CCP/CLF	21	14-18
Torre central	23	14-19
Disco parabólico	29	18-23

Tabla 2.3. Rendimiento pico y rendimiento anual para plantas de cada una de las tecnologías de colectores solares [22]

Se observa que los datos para rendimiento pico se corresponden con valores más cercanos a los propuestos mediante la aplicación del rendimiento de Novikov. Estos resultados se analizarán en profundidad en el capítulo 5.

En este planteamiento, al igual que lo realizado por otros autores [6,20-22], se parte directamente de la temperatura del receptor como temperatura de entrada al ciclo, no teniendo en cuenta la diferencia entre esta y la del fluido que puede ser grande a concentraciones altas. En esta tesis, a diferencia de lo planteado por otros autores, se tiene en cuenta dicha diferencia para el cálculo del rendimiento global (capítulo 5), ya que el uso de los modelos desarrollados facilita su cálculo. De cara a reducir dicha diferencia es necesario mejorar el coeficiente de transmisión de calor al interior. Para ello es necesario aumentar el flujo másico del HTF. Eso supone un aumento de la pérdida de carga lo que reduce el rendimiento global. Por tanto, en este punto también es necesario llegar a un compromiso entre la mejora de la transmisión de calor y la potencia consumida en bombeo debido al incremento de la pérdida de carga. En esta línea, Zhang [28] propone evaluar el fluido óptimo mediante la reducción de la entropía generada en el intercambio entre el receptor y el HTF y entre el HTF y el fluido del ciclo, teniendo en cuenta la pérdida de carga en el receptor y en el intercambiador. En esta tesis se realizará un análisis energético, exclusivamente, para distintos HTF en puntos de diseño dados, por lo que queda como trabajo futuro la incorporación de la pérdida de carga en el estudio.

## 2.2 Tecnologías de captación de radiación solar en plantas de generación eléctrica

Tal y como se ha ido comentando a lo largo de los apartados anteriores, aunque el modelo desarrollado no se restringe a ninguna aplicación concreta, el análisis se va a centrar en tecnologías y condiciones de operación relacionadas con la generación eléctrica.

Por tanto, las tecnologías consideradas de cara a profundizar en este apartado son: colector cilíndrico-parabólico (CCP), colector lineal Fresnel (CLF) y colector solar de torre (CTC). El caso del disco parabólico no se tratará en esta tesis tal y como se ha venido comentando.

En la fig. 2.15 se puede ver la división del número de proyectos para cada una de las tecnologías recogidos en las bases de datos correspondientes a SolarPACES. Aunque no se contemplan todos los existentes se suman todos aquellos que están en construcción, puesta en marcha o en operación, actualizando la información hasta finales de 2017 [29].

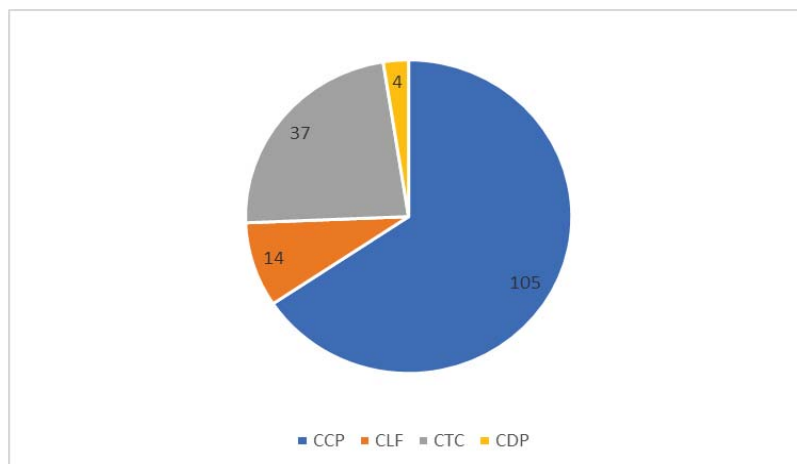


Fig. 2.15. Número de proyectos en construcción, puesta en marcha o en operación, hasta diciembre de 2017 [29]

Se observa como el mayor número de proyectos recogido se corresponde con colectores cilindro-parabólicos, lo que es indicativo de que se trata de la tecnología con la mayor experiencia operativa, con un crecimiento progresivo de CLF y de CTC, fundamentalmente. En el primero de los casos, por su potencial abaratamiento de costes y el segundo por la búsqueda de mejores rendimientos globales de generación eléctrica.

Para estas tecnologías se van a describir los elementos que las componen, haciendo hincapié en aquellos aspectos que, por su influencia en el rendimiento térmico, sea necesario profundizar. Uno de los objetivos finales de esta tesis es poder caracterizar adecuadamente estos elementos y evaluar el comportamiento de varios colectores mediante los modelos desarrollados.

Adicionalmente, se expondrán las tendencias de futuro en cada una de estas tecnologías para poder evaluar su influencia sobre el rendimiento térmico, así como los máximos rendimientos alcanzables por su introducción. Es en este punto donde el modelo desarrollado puede anticipar información valiosa para la decisión sobre nuevos diseños.

## 2.2.1 Colector cilindro-parabólico

Se trata de la tecnología de concentración sobre la que más experiencia acumulada existe, ya que constituye el origen del resto. Las primeras experiencias prácticas con receptores cilindro-parabólicos se remontan a 1870, cuando John Ericsson diseñó y construyó un colector para alimentar un pequeño motor de 373 W [30]. A partir de ahí otros ingenieros recogieron el testigo y durante finales del siglo XIX y principios del XX diseñaron y construyeron receptores de este tipo. En 1912, el norteamericano Frank Shuman, diseñó la primera planta termosolar de uso industrial, que se construyó en Meadi (Egipto) para el bombeo de agua en el riego de cultivos.

Durante 60 años se desestimó el valor comercial del aprovechamiento solar térmico. Es en los años 70, por efecto de la crisis del petróleo, cuando se da un impulso a esta tecnología y el gobierno de EE. UU., a través de los laboratorios de Sandia, diseña dos nuevos colectores solares. Años después, en la década de los 80 varias empresas norteamericanas y algunas alemanas diseñan e introducen en el mercado nuevos diseños de colectores que inicialmente están enfocados a la generación de calor en procesos industriales.

En esos años se desarrollan las plantas SEGS (Solar Electricity Generating Systems) en el desierto de Mojave, California (EE. UU.), por un grupo de empresas americanas, israelitas y alemanas. Se construyeron 9 plantas (numeradas de la SEGS-I a la SEGS-IX), de las que 8 siguen en funcionamiento.

También en 1981 se desarrolla la planta experimental IEA-SSPS (International Energy Agency–Small Solar Power System), de 500 kWe, instalada en la Plataforma Solar de Almería con la cooperación de 9 países europeos y enmarcada dentro de un proyecto de colaboración de I+D impulsado por la Agencia Internacional de la Energía (IEA)

Ambas instalaciones han servido y siguen sirviendo para evaluar el comportamiento de distintos diseños de receptor y todos sus elementos, acumulando una importante experiencia operativa.

Otro hito importante en el desarrollo de esta tecnología es el incremento de la bonificación tarifaria de la tecnología termosolar en 2004 en España, hasta el punto de que la convirtió en una tecnología rentable, lo que lanzó la construcción de plantas termosolares, como Andasol I (2008), que fue la primera planta termosolar en Europa. Hasta la fecha la potencia termosolar instalada en España se ha incrementado hasta 2,3 GW [31].

Desde esas primeras plantas y diseños, los receptores solares han evolucionado bastante y son varias las mejoras que se han ido incorporando en la búsqueda de hacer de ésta, una tecnología competitiva. En los siguientes párrafos se describirán algunas de esas mejoras.

El colector solar cilindro-parabólico se caracteriza por:

- Un elemento concentrador que, como su propio nombre indica consiste en una parábola extruida en su longitud.
- Un receptor lineal sobre la línea focal de dicha parábola, que consiste en un tubo absorbedor.
- Una estructura que fija el elemento reflector al suelo, mientras que el receptor se mantiene fijo en la línea focal mediante brazos que le unen a dicha estructura.
- El sistema de seguimiento solar.

En la fig. 2.16 se puede observar una imagen del colector Eurotrough, en su versión ET150, que se encuentra en operación en la Plataforma Solar de Almería (PSA).

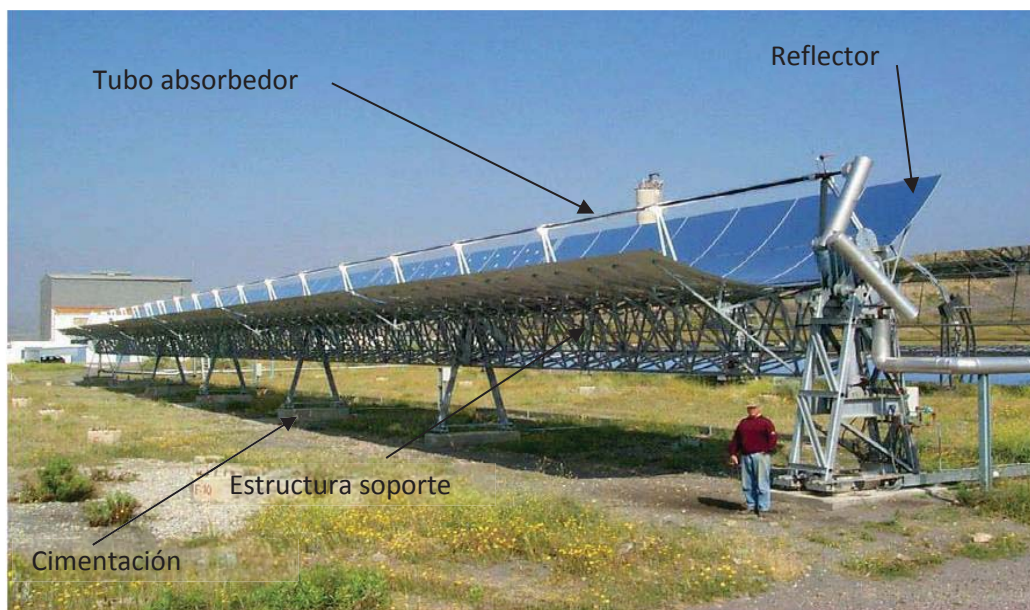


Fig. 2.16. Imagen del colector Eurotrough, en su versión ET150, situada en la PSA [32]

### 2.2.1.1 El concentrador

El concentrador, de sección transversal parabólica, tiene como misión reflejar y concentrar la radiación solar, con las menores pérdidas ópticas posibles, sobre un tubo absorbedor lo más pequeño posible para reducir las pérdidas térmicas.

Los parámetros principales que definen su forma son:

- Longitud del reflector.
- Apertura, que es la longitud entre bordes de la parábola proyectada sobre la directriz. Su relación con el perímetro del colector es el factor de concentración geométrica (ec. 2.33).
- Distancia focal, que es la distancia desde el vértice de la parábola hasta el foco de dicha parábola.
- Ángulo del borde de la parábola, que es el ángulo formado entre la línea que une el foco con el borde de dicha parábola y el eje de simetría de la parábola (visto desde la directriz).

$$C_g = \frac{a}{\pi \cdot D_{ro}} \quad \text{Ec. 2.33}$$

Donde  $a$  es la apertura del colector. En la fig. 2.17 se puede observar gráficamente el significado de cada uno de los parámetros.



Fig. 2.17. Parámetros para la caracterización de un colector cilindro-parabólicos [33]

La longitud  $l$  está relacionada con las necesidades de potencia para el sistema, para llevar el fluido de transferencia a la temperatura requerida en la salida. Es necesario conocer dos de los tres parámetros restantes para tener totalmente definida la sección transversal de la parábola. Así, el ángulo del borde se puede obtener como la relación entre la apertura y la distancia focal, según la ec. 2.34.

$$\tan \psi = \frac{a/f}{2 - \frac{1}{8} \left(\frac{a}{f}\right)^2} \quad \text{Ec. 2.34}$$

Cuya expresión se puede despejar de otro modo para obtener la relación de ambos parámetros en función del ángulo de borde (ec. 2.35).

$$a/f = -\frac{4}{\tan \psi} + \sqrt{\frac{16}{\tan^2 \psi} + 16} \quad \text{Ec. 2.35}$$

En el diseño del receptor, el ángulo de borde es un factor muy importante. Este no debe ser ni muy grande ni muy pequeño, ya que en ambos casos aumentan las distancias de una parte importante de la parábola al foco (fig. 2.18), lo que provoca la propagación de errores ópticos.

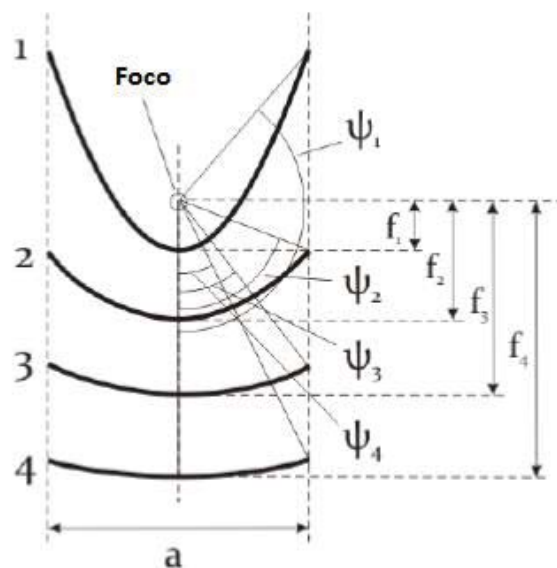


Fig. 2.18. Relación entre distancia focal, ángulo de borde y apertura, para un CCP [33]

Dicho ángulo suele estar en los  $90^\circ$ , que es el ángulo para el que se obtiene el máximo de concentración. Las aperturas tienen un valor de aproximadamente 6 m en varios de los colectores comerciales que se encuentran en funcionamiento, habiendo colectores de apertura inferior y superior. Este punto se tratará más adelante en profundidad. La distancia focal se obtendrá de estos otros dos valores, estando en el entorno de 1,72 m.

Para llevar a cabo la reflexión se necesitan materiales con una reflectividad especular lo más alta posible en el rango de longitud de onda de la radiación solar a nivel de suelo. La composición de materiales más utilizada es un cristal con una película de plata en su parte trasera, que es depositada sobre un soporte que le da suficiente rigidez. Este soporte está compuesto por varias capas, una primera de cobre y otras tres capas de las cuales las dos primeras contienen plomo. Con esta composición se alcanzan reflectividades de hasta 94,7% [20] cuando el vidrio tiene un espesor de 4 mm.

Por otro lado, la experiencia acumulada en las plantas SEGS ha demostrado que la reflectividad de los espejos no ha sufrido prácticamente degradación y los fallos en los espejos han sido mínimos. Tan sólo se han registrado algunos daños en el lado del campo de barlovento, donde no existe protección contra el viento.

Se trata de una de las partes que tiene mayor importancia en la inversión de una planta solar basada en CCP, por tanto, se trabaja bastante en el desarrollo de nuevos materiales que puedan abaratar los costes con similares presentaciones.

En los años 90 en el NREL se desarrolló un concentrador con película de plata sobre una base de polímeros, lo que le hacía más ligero y permitía el ahorro de costes. Esta solución recibe el nombre comercial de ReflecTech y lo comercializa la empresa SkyFuel [20]. Según datos de dicha empresa la reflectividad es del 94%. La empresa 3M tiene diferentes productos de este tipo, como el ECP-305. Como en el caso anterior, el principal problema de estas películas reflectoras es su baja durabilidad a la intemperie, ya que las partículas que transporta el aire arañan y erosionan la superficie, lo que provoca una pérdida de specularidad. Adicionalmente se detecta un mayor grado de ensuciamiento debido a la carga electrostática.

Empresas como Alanod o Alucoil han desarrollado también soluciones basadas en superficies reflectivas de aluminio que permiten el abaratamiento de costes, pero que tienen una menor reflectividad en el espectro solar, llegando al 90%.

Por otro lado, también se trabaja sobre el aumento de la reflectividad. En este sentido, el paso de 4 mm a 1 mm en el vidrio produce un aumento de la reflectividad especular de 94,7% a 95,7% [20]. Para esta alternativa se ha ensayado también su durabilidad satisfactoriamente. Con capas de 100 micras de cristal se han llegado a obtener reflectividades de hasta el 97%. Además, el uso de capas más finas reduce el peso del espejo, lo que revierte en el ahorro de costes.

Uno de los mayores problemas a resolver es el ensuciamiento, siendo la limpieza de los espejos uno de los puntos fundamentales en los costes de operación y mantenimiento. Se trabaja en el desarrollo de recubrimientos superficiales anti-ensuciamiento, basados en las propiedades hidrofílicas e hidrofóbicas de algunas sustancias. El producto duraGLARE de la empresa FLABEG ha sido probado con éxito en la PSA [20] reduciendo el ensuciamiento y manteniendo las propiedades de reflectividad máxima alcanzadas por el espejo. Por otro lado, la iniciativa Sunshot ha lanzado un proyecto para el diseño de espejos auto-limpiables.



### 2.2.1.2 El receptor

El receptor lineal del colector cilíndrico-parabólico consiste en un tubo absorbedor que su vez está compuesto por dos tubos concéntricos: uno interior metálico, por el que circula el HTF y otro exterior de vidrio. Su longitud varía según el modelo, pero en los receptores actuales suele ser 4 m. Se encuentra ubicado en la línea focal del concentrador y sujeto a la estructura mediante unos brazos soporte. En la fig. 2.19 se muestra una imagen del colector LS-3.

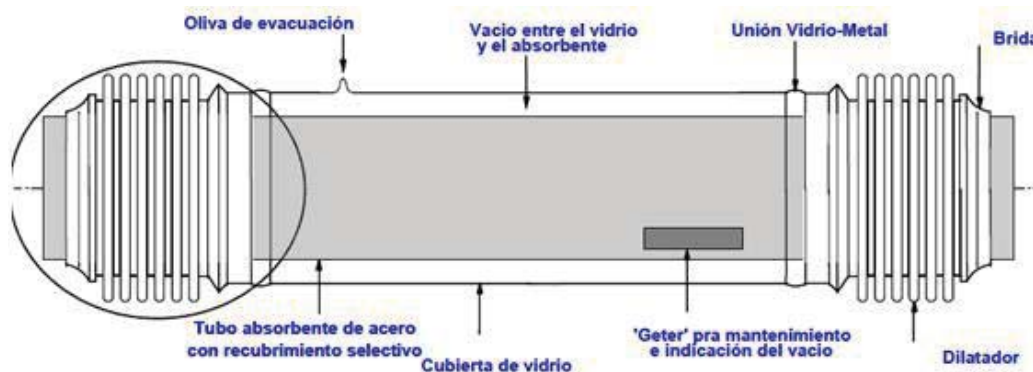


Fig. 2.19. Esquema del tubo absorbedor del colector LS-3 [34]

El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo cuyo objetivo es proporcionar una alta absorción ( $> 0,95$ ) en el espectro solar (25-2.500 nm) y una baja emisión térmica ( $< 0,05$ ) en la región IR (0,8-1.000 micras). De este modo se busca tener un alto rendimiento óptico y térmico. Uno de los mayores problemas que presentan es su estabilidad a altas temperaturas y la presencia de oxígeno del aire. Se trata de un elemento fundamental en el rendimiento del colector, de ahí que se trate en un apartado específico más adelante.

El receptor debe cumplir con los siguientes objetivos:

- Tener una buena conductividad térmica.
- Ser resistente a la corrosión.
- Mantener unas buenas prestaciones mecánicas ante las altas temperaturas y gradientes térmicos existentes en el colector.

Su espesor se dimensionará en función de las presiones y temperaturas de trabajo, de modo que, a mayores presiones, mayor será el espesor y también aumentará la resistencia térmica al exterior. El tubo va a estar sometido a altos gradientes de temperatura, ya que en la zona de concentración se alcanzarán flujos de radiación en el entorno de los  $40 \text{ kW/m}^2$ , en el punto nominal, mientras que en la zona opuesta la radiación será la directa desde el Sol ( $900 \text{ W/m}^2$ ).

El material utilizado es acero, ya que materiales como el cobre o el aluminio no tienen las características mecánicas requeridas a altas temperaturas. En general los aceros inoxidables con bajo porcentaje de otros compuestos tienen altas conductividades, pero son menos resistentes a la corrosión que los aceros inoxidables austeníticos, con mayor porcentaje de otros compuestos. Los aceros utilizados habitualmente, dependiendo del fluido de transferencia son:

- AISI 316 en el caso de generación directa de vapor [20].
- AISI 321L en el caso de aceite, debido a que presenta una mejor estanqueidad del hidrógeno generado, evitando que pase al conducto anular [20].
- AISI 321H y 316T en el caso de sales fundidas ya que presenta una buena resistencia a la corrosión para este fluido, según los experimentos llevados a cabo en ENEA [35].

El fluido térmico más utilizado en los diseños actuales de CCP es el aceite térmico, que tiene el límite de funcionamiento a aproximadamente 400 °C debido a que se comienza a degradar en el entorno de esta temperatura.

Con el objetivo de funcionar a temperaturas mayores para poder mejorar el rendimiento del ciclo de potencia, se ha buscado durante los últimos años la introducción de otros fluidos como el agua funcionando en modo generación directa de vapor (GDV) [36] o las sales fundidas para las que la empresa ASE (Archimede Solar Energy) ha desarrollado un receptor [37]. El fluido de transferencia es otro de los elementos fundamentales en el rendimiento global de la instalación y será igualmente analizado en profundidad en un apartado específico.

La cubierta de vidrio tiene una doble misión:

- Proteger el recubrimiento selectivo de las incidencias meteorológicas.
- Reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo absorbedor.

Además, mediante la introducción de un tratamiento anti-reflexivo en sus dos caras, se busca también mejorar su transmisividad en el rango de longitudes de onda de la radiación solar a nivel de suelo. Dicho tratamiento tendrá un índice de refracción que vendrá dado por la solución de las leyes de Fresnel para las longitudes de onda comentadas y que es aproximadamente 1,22; lo que se consigue mediante recubrimientos de SiO<sub>2</sub> poroso. Este tratamiento tiene dos problemas asociados debidos a esa porosidad, que son: el ensuciamiento e inclusión de agua en dichos poros que reducen la transmisividad el vidrio y su durabilidad, debido a que la unión con el vidrio base no es lo suficientemente fuerte. La investigación en este campo se centra en resolver estos dos efectos contrapuestos. Una de las propuestas es la adicción de recubrimientos anti-ensuciamiento a modo lo que se planteaba en reflectores, para reducir los costes de limpieza.

El material utilizado debe tener un coeficiente de expansión similar al del acero seleccionado para el absorbedor en las temperaturas de trabajo, para que la dilatación diferencial sea reducida. Para ello se introduce en la composición habitual de los vidrios comerciales, alúmina y tierras de composición alcalina. También se modifican en parte los porcentajes habituales de sus componentes principales SiO<sub>2</sub> (75%) y B<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (8-12%) [20]. Este tipo de vidrios tienen transmisividades de 0,91-0,93, buena resistencia térmica y buena durabilidad en ambientes exteriores.

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 dilatación térmica diferencial de ambos. La soldadura va protegida de las condiciones exteriores para mejorar su durabilidad.

Para hacer el vacío 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. Es necesario asegurar dicho vacío ya que, en caso contrario, aumentarían las pérdidas de calor al exterior. Para ello, 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 penetrado en dicho espacio. Sin embargo, estos "getters" tienen una vida más reducida que los 25 años esperados [20], por lo que hay que trabajar en nuevos diseños o estrategias de vacío.

Las pérdidas de vacío pueden ser debidas a:

- Volatilización de algunos compuestos de las superficies del vidrio o tubo absorbedor.
- El uso de aceite térmico como HTF provoca la generación de hidrógeno por craqueo térmico de los hidrocarburos que lo componen [38]. Dicho craqueo genera otros productos que serán transportados al bloque de potencia y podrían extraerse del HTF con diferentes métodos, pero el hidrógeno será capaz de penetrar en el espacio anular.
- La entrada de aire desde el exterior debido a la pérdida de estanqueidad del sellado por fatiga

Con el objetivo de reducir este efecto, la empresa SCHOTT (fabricante de receptores solares) ha introducido en sus nuevos diseños un gas noble en el conducto anular para moderar el movimiento de las moléculas de hidrógeno (por ejemplo, xenón) [39-40], con lo que pérdida de calor se puede reducir a un nivel de 30% - 40% por encima del vacío ( $p < 10^{-3}$  mbar) y no un factor 5,7 en el caso de hidrógeno sólo. El gas noble se almacena en una cápsula de acero inoxidable dentro del anillo y se utiliza un láser de pulsos para abrir esta cápsula a través del tubo de vidrio. El impacto del láser sobre el tubo de vidrio no produce un debilitamiento del receptor en su operación continua.

En el caso del proyecto financiado por la Unión Europea en el 7º Programa Marco, HITECO [41], se trabajaba en el diseño de un receptor que no requiriera de unas condiciones de vacío tan exigentes ( $10^{-2}$  mbar, en vez de  $10^{-4}$  mbar) y que gestionará dicho vacío de forma dinámica, con activaciones puntuales del sistema de vacío durante su operación. Este proyecto introdujo un nuevo concepto de receptor que supuso varios avances con respecto a los anteriores y, por tanto, se describirá en el apartado correspondiente a avances y tendencias.

Los principales diseños de receptor, para aplicaciones de generación eléctrica, que existen en el mercado son los que se recogen en la tabla 2.4.

Receptor	Empresa	Proyecto	Referencias
<b>UVAC-2/2008</b>	Solel <sup>4</sup>	Extresol 2, Casablanca, Extresol 3	[42]
<b>UVAC-3/2010</b>	Siemens <sup>4</sup>	Aste 1ª/1B, Borges termosolar, Olivenza 1	[43]
<b>PTR70</b>	SCHOTT <sup>5</sup>	Andasol I, Saguaro Power Plant	[42]
<b>PTR70 2008</b>	SCHOTT	Extresol 1, Guzman	[44]
<b>SkyTrough DSP</b>	Skyfuel	Chabei 64MW Molten Salt Parabolic Trough project, City of Medicine Hat ISCC Project, Stillwater GeoSolar Hybrid Plant	[45]
<b>HCEMS-11 (HEMS08)</b>	ASE	Archimede	[37,46-47]
<b>PTR Generación 4ª</b>	SCHOTT	---	[40,48]

Tabla 2.4. Diseños de receptor solar para CCP

En la fig. 2.20 se puede observar la evolución del receptor SCHOTT PTR, reduciendo las pérdidas al exterior mediante la mejora de los recubrimientos, hasta la consecución de un modelo que permite el trabajo con sales a altas temperaturas.

<sup>4</sup> La tecnología desarrollada por Solel pasó a Siemens cuando adquirió la empresa y más adelante la producción de receptores fue vendida a Rioglass, perteneciente a Abengoa.

<sup>5</sup> En 2015 la tecnología de receptores desarrollada por SCHOTT pasa a Rioglass, filial de Abengoa.

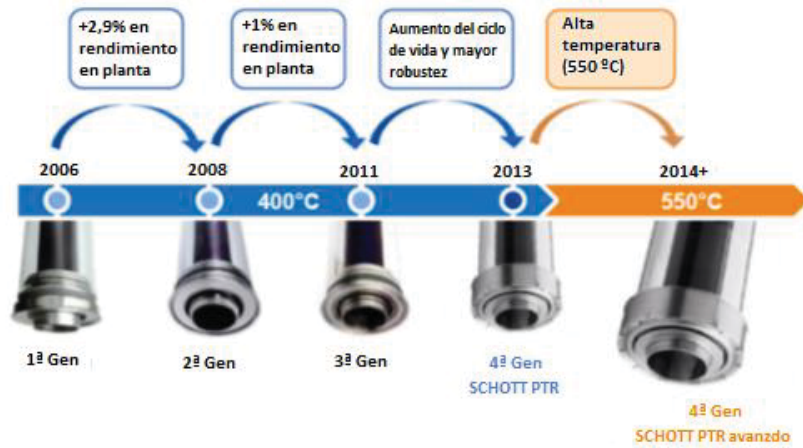


Fig. 2.20. Evolución del receptor SCHOTT PTR [40]

Cada uno de los diseños presentados tendrá unas pérdidas de calor al exterior que dependerán de la temperatura de la superficie exterior del tubo absorbedor. Las curvas correspondientes a cada diseño son obtenidas mediante ensayos en laboratorio y reportadas en algunas de las referencias que aparecen en la tabla 2.4. Estas curvas se utilizarán en el capítulo 5 para caracterizar el receptor mediante los modelos de rendimiento desarrollados.

La información correspondiente a las plantas solares está extraída de la web de SolarPaces [29].

### 2.2.1.3 Estructura soporte

La estructura soporte es la encargada de soportar las cargas debidas al peso de los diferentes elementos que componen el receptor y darle la rigidez suficiente para asegurar el correcto enfoque oponiéndose al efecto del viento exterior. Dicha estructura se fija al suelo a través de la cimentación.

Hasta el momento, las estructuras utilizadas por los colectores cilindro-parabólicos son metálicas, aunque se investiga con otros materiales, como fibra de vidrio, materiales plásticos e incluso con madera. Los apoyos o pilares también son metálicos, pero se contempla la posibilidad de montarlos de hormigón, haciendo un todo con la cimentación. Los dos metales utilizados son acero y aluminio, con ventajas e inconvenientes cada uno de ellos (tabla 2.5).

Acero		Aluminio	
Mayor rigidez y resistencia	+	Menor rigidez	-
Reducida dilatación térmica	+	Alta dilatación térmica	-
Mayor masa	-	Menor masa	+

Tabla 2.5. Ventajas y desventajas de las estructuras soporte en acero y aluminio

El tubo receptor va conectado a la estructura soporte por unos brazos que unen ambos elementos (fig. 2.21). Dichos brazos provocan la reducción del área del tubo expuesta a la concentración solar, produciéndose pérdidas de concentración. Adicionalmente forman un puente térmico a través del cual se pierde parte de la energía del fluido térmico hacia el exterior.



Fig. 2.21. Imágenes de los soportes del colector tipo LS-2 [49]

Para reducir las pérdidas de concentración, la empresa SCHOTT propone la introducción platos reflectores en el lateral de dichos brazos [50], de modo que permite la mejora del rendimiento en un 2% (según indicaciones del fabricante).

Otra debilidad importante del CCP es el hecho de que el tubo absorbedor sigue al Sol de manera solidaria con el concentrador. Esto significa que existe la necesidad de una manguera flexible o de uniones giratorias al principio y al final de la fila. Si se desarrollase una solución receptora fija se eliminaría la necesidad de estas juntas móviles.

En una planta solar típica, cada unidad que se mueve de forma solidaria (SCA) está compuesta por varios módulos (SCE) repetidos. El sistema de seguimiento se encuentra en el centro de esos módulos. En el caso del colector LS-3, son 8 los módulos que componen el SCA, pero también pueden ser 12 como en el caso del colector SKAL-ET. Entre cada módulo hay una torre soporte, que descarga el peso de la estructura sobre la cimentación (fig. 2.22). Un lazo completo está compuesto por la unión en serie de varios SCAs y mediante varios lazos en paralelo se consigue la potencia requerida.

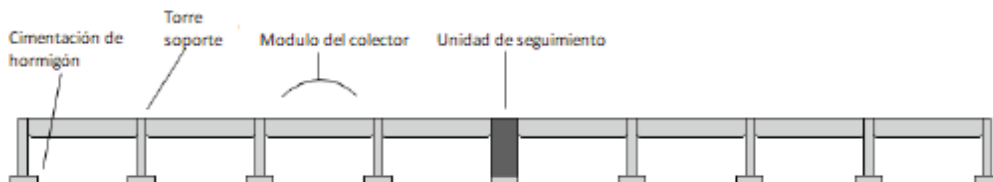


Fig. 2.22. Configuración del colector LS-3 en una planta tipo de generación eléctrica [33]

El módulo está compuesto a su vez por varias unidades de tubo (HCE), que en los diseños más habituales son 3.

#### 2.2.1.4 Sistema seguimiento solar

Los sistemas de seguimiento solar pueden estar orientados en cualquier eje, pero la orientación habitual es con eje norte-sur, haciendo el seguimiento en este-oeste. Se prefiere esta orientación, ya que la energía térmica obtenida en el año es mayor en el primero de los casos.

Los sistemas pueden ser de dos tipos:

- Sistemas electrohidráulicos como en el caso del colector LS-3.
- Sistemas de motor eléctrico con caja reductora, como en el caso del colector LS-2.

El seguimiento se puede hacer en base a modelos de cálculo (colector ET) como los propuestos en el apartado correspondiente al seguimiento solar, o bien mediante sensores (colector LS-3) que mandan la señal al sistema de control que acciona la unidad de seguimiento.

Adicionalmente se necesita controlar la velocidad del viento, de tal modo que cuando se supera el límite establecido, el colector se coloca en posición de protección, que es aproximadamente  $95^\circ$  con la horizontal.

### 2.2.1.5 Colectores comerciales

En la tabla 2.6 se pueden ver los principales diseños comerciales de CCP para generación eléctrica. Estos diseños surgen de diversas combinaciones de los elementos antes descritos.

Modelo	Año	Compañías	Proyectos	Referencias
<b>Acurex-30011</b>	1981	Acurex	PSA	[30]
<b>MAN-M480</b>	1984	MAN		[30]
<b>LS-1</b>	1984	Luz	SEGS I y II	[30]
<b>LS-2</b>	1985-1988	Luz	SEGS II-VII	[30,33,51]
<b>LS-3</b>	1989	Luz	SEGS V-IX	[30,33,51]
<b>ET-I (ET-100)</b>	2000	Empresas Europeas <sup>6</sup>	Andasol 1	[30,51]
<b>ET-II (ET-150)/SKAL-ET 150</b>	2005	Empresas Europeas <sup>6</sup> /Flagsol	Andasol 1 2 y 3	[30,33,51,52]
<b>SenerTrough I</b>	2005	SENER	Extresol 1 y 2	[30,33,53]
<b>Solargenix (SGX2)</b>	2005	Acciona Solar power	Saguaro y Nevada Solar One	[30,33]
<b>ASTRO</b>	2007	Abengoa	Agua Prieta, ISCC Ain Beni Mathar	[51]
<b>SenerTrough II</b>	2008	SENER	Termesol 50 (Valle 2)	[54-55]
<b>SkyTrough</b>	2009	Skyfuel	Chabei 64MW Molten Salt Parabolic Trough project	[33,55-58]
<b>HelioTrough (HT)</b>	2009	Flagsol GmbH	Test en SEGS V	[33,59-60]
<b>Phoenix 3.2</b>	2009	Abengoa	Solnova	[51]
<b>ENEA</b>	2010	ASE	Archimede	[33,37,47,61]
<b>E2</b>	2011	Abengoa	Solana	[51]
<b>UltimateTrough (UT)</b>	2012	Flabeg FE	ISCC Duba 1	[48,62-63]

Tabla 2.6. Principales diseños comerciales de CCP para generación eléctrica

En la tabla 2.7 se muestran las principales características de dichos colectores. Se puede observar que hay una tendencia al aumento de la apertura del concentrador con el paso del tiempo. Este aumento puede suponer las siguientes ventajas:

<sup>6</sup> Consorcio de empresas europeas: Abengoa/Inabensa, Fichtner Solar, Flabeg Solar Int., Schlaich Bergermann und Partner, Iberdrola, Solel Solar Systems, CIEMAT, CRES and DLR

- Disminuir el número de elementos necesarios (cimentaciones, sistemas de seguimiento, longitud de tubería, uniones flexibles, etc.) para una potencia determinada, lo que supone un ahorro de costes y reducción del área dedicado al campo de colectores. Debido a esto, el diseño UT produce una reducción del 9% del área en planta, en comparación con el colector ET para una planta como la de Andasol [62].
- Aumentar el rendimiento térmico del colector. A medida que se va mejorando el diseño de los espejos, estructura y materiales, este aumento de concentración no supone una reducción en el rendimiento óptico.
- La preparación de los colectores para el trabajo a mayores temperaturas, para lo que se necesita una mayor concentración de cara a mantener el rendimiento térmico.

Modelo	Apertura (m)	$C_g$	$\eta_{\text{ópt, pico}}$ (%)	Longitud SCA (m)
Acurex-30011	2,13	21,87	82,7	36,66
MAN-M480	2,4	13,17	77	38
LS-1	2,5	18,77	71	50
LS-2	5	22,74	73,7-76,4	50
LS-3	5,76	26,19	80	100
ET-I (ET-100)	5,76	26,19	74,1	100
ET-II (ET-150)/SKAL-ET 150	5,76	26,19	80	150
SenerTrough I	5,76	26,19		
Solargenix (SGX2)	5,76	26,19	80	50-65
ASTRO	5,76	26,19		150
SenerTrough II	6,87	27,33	80	158,8
SkyTrough	6	23,87	77,3	115
HelioTrough	6,776	23,97	81,6	191
Phoenix 3.2	5,76	26,19		150
ENEA	5,76	26,19	77	100
E2	5,76	26,19		125
UltimateTrough	7,5	34,10	82,7	247

Tabla 2.7. Principales características de los diseños comerciales de CCP para generación eléctrica

En la fig. 2.23 se puede ver gráficamente esta evolución para algunos de los diseños.

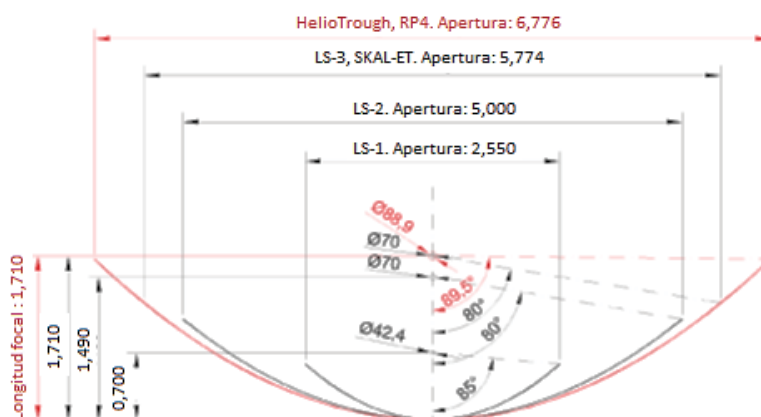


Fig. 2.23. Evolución del aumento de apertura en algunos colectores comerciales [59]

La mayor parte de los modelos introducen un aumento del diámetro del receptor evitando penalizar el rendimiento óptico (SenerTrough II, HelioTrough o SkyTrough), con lo que pierden parte de la mejora derivada del aumento del rendimiento térmico. Sin embargo, en el diseño de UltimateTrough se mantiene la posibilidad de trabajar con un receptor de diámetro de 70 mm. Debido a ello, se puede observar como para UltimateTrough se produce un salto importante de esta concentración, hasta 34. Este punto se analizará en profundidad mediante el uso de los modelos desarrollados en la tesis, en el capítulo 5.

El aumento de apertura supone una serie de dificultades adicionales. La carga del viento aumenta y son necesarias estructuras de soporte que puedan resistirlas sin perder concentración. Adicionalmente, el ángulo de aceptación disminuye por lo que el sistema de seguimiento tiene que ser muy preciso.

Otra evolución que se puede observar es el aumento de la longitud del SCA, buscando igualmente el reducir el número de conexiones rotativas y tubería de conexión entre SCA, dónde se producen pérdidas de calor. Con el mismo objetivo, también se busca la reducción del hueco existente entre los distintos módulos. De este modo HelioTrough reduce el hueco de 300 mm a 30 mm y UltimateTrough lo elimina prácticamente.

En general, la mayor parte de los colectores se diseñaron pensando en la operación con aceite térmico y tan sólo colectores como el desarrollado por ENEA o UltimateTrough han sido diseñados pensando en el uso de sales fundidas, lo que podría elevar las temperaturas de trabajo al entorno de los 550 °C.

### 2.2.1.6 Investigación y desarrollo en tecnología de CCP

Las tecnologías de concentración solar necesitan reducir sus costes para poder ser competitivas. En la fig. 2.24 se puede observar la relación de porcentajes aproximada que supone cada una de las partes de una planta de generación eléctrica basada en tecnología CCP.

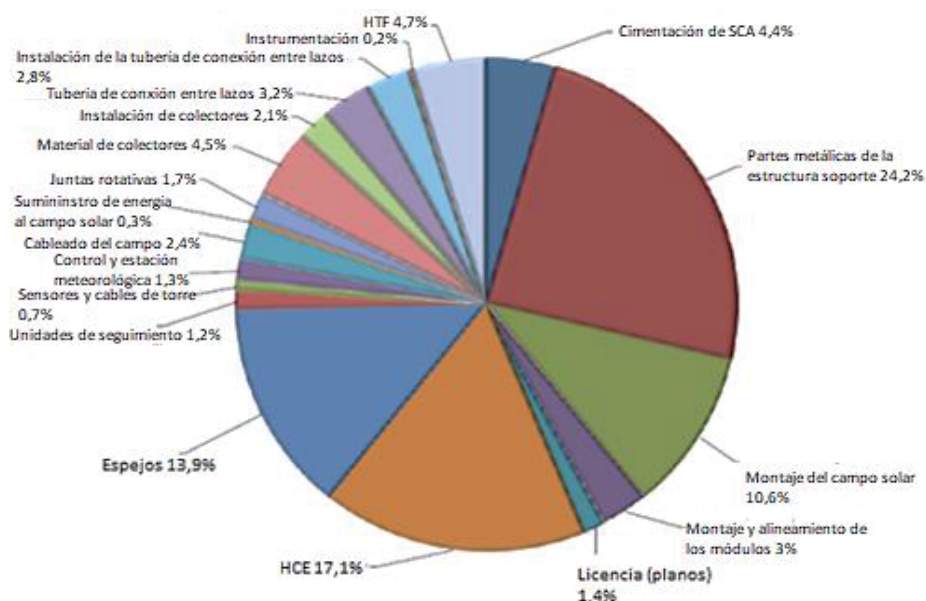


Fig. 2.24. Porcentaje de costes que suponen cada una de las partes de una planta de generación eléctrica basada en tecnología CCP [64]



Se observa cómo el coste principal es la estructura soporte, seguido por el espejo concentrador y el tubo receptor. Estos elementos suman un porcentaje del 55,2%. Por tanto, cualquier ahorro de costes en estos elementos u optimización del rendimiento que contribuya a reducir su número, tendrá un efecto significativo sobre el coste global.

Sin embargo, el resto de los costes no son despreciables y se tienen en cuenta también en el desarrollo de nuevos colectores. Tal y como se comentó en el apartado anterior el alto coste viene más bien dominado por el alto número de elementos necesarios para una planta. En esta línea, las principales empresas diseñadoras de colectores trabajan en el aumento de la apertura del concentrador, lo que contribuye a una mayor potencia por unidad de longitud y por tanto a la reducción del número de elementos. A la evolución ya descrita en los colectores comerciales, se suman nuevos diseños que se encuentran en fase de prueba (tabla 2.8).

Modelo	Año	Compañías	Referencias	Apertura (m)
LAT73	2012	Gossamer space frames / 3M	[65-67]	7,3
SkyTrough DSP	2014	Skyfuel	[68]	7,6
ST8-Spacetube	2013	Abengoa	[51, 69]	8

Tabla 2.8. Nuevos diseños de colector con aumento de apertura

De igual modo la antigua Luz International planteaba un nuevo diseño de colector LS-4 [30], que pretendía llegar a una apertura de 10,5 m.

De cara a evitar los problemas de disminución del ángulo de aceptación que supone el aumento de la apertura, se plantean diseños que introducen concentradores secundarios. Entre ellos, se pueden destacar aquellos que hacen uso de concentradores planos (fig. 2.25-A) [55] o aquellos basados en múltiples superficies simultaneas (SMS), tal y como se muestran en la fig. 2.25-B y C [70].

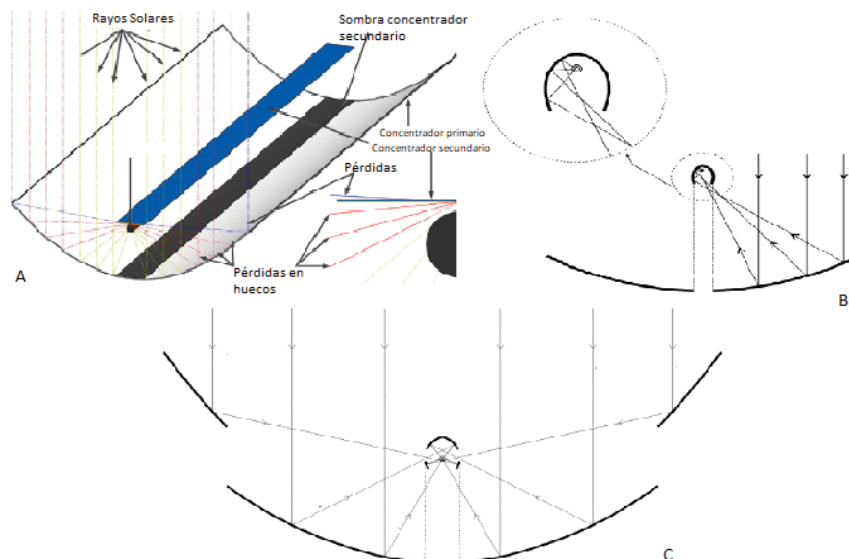


Fig. 2.25. Aumento de la apertura del colector mediante la inclusión de concentradores secundarios. Concentrador secundario plano (A) [55] y diseños SMS (B y C)

En el caso “C” se busca la reducción drástica del número de elementos (dividir entre dos), pero se predicen reducciones del rendimiento óptico, desde el 80% al 69% aproximadamente. Otra ventaja de este tipo de diseños es la reducción de los gradientes térmicos en el tubo absorbedor.

Otra línea en el ahorro de costes de producción es el aumento del rendimiento. Dentro de la cual, el punto fundamental sobre el que se trabaja es la superación definitiva del límite de temperatura de funcionamiento establecida por el uso de aceite térmico. De este modo se aumentará el rendimiento del ciclo de potencia. Existen ya en el mercado dos receptores preparados para el uso sales fundidas: ENEA y SCHOTT PTR de 4ª generación. La mejora de los recubrimientos selectivos permite el trabajo en esas temperaturas en vacío, sin elevar en exceso las pérdidas térmicas al exterior. También se plantea el uso de otros fluidos como gases presurizados [71]. Este punto se analizará más adelante en profundidad.

En cuanto al tubo receptor, existía una iniciativa europea, bajo el 7º programa marco (proyecto HITECO), en el que se trabajó sobre el diseño de un nuevo concepto de CCP que incorporaba las siguientes mejoras [41]:

- Se pasa a unidades de 12 metros de longitud en vez de 4 metros en diseños actuales. Aumentado la longitud efectiva en un 2%.
- Independencia total entre el tubo interno (acero) y el tubo externo (vidrio), lo que evita el uso de juntas rotativas y reduce problemas en las soldaduras entre vidrio y metal.
- Establece un vacío dinámico en el espacio inter-anular, mientras que los conceptos actuales hacen que el vacío en el proceso de fabricación.
- Se opera a condiciones menos severas, aumentando la presión de trabajo en la región anular. Se pretende que se pueda llegar a los 25 años de vida, lo que no se consigue hoy en día, en parte por los actuales “getters”.
- Funcionamiento flexible, de modo que se pueda utilizar con cualquier HTF.
- Control en continuo del estado del tubo monitorizando el rendimiento.
- Fabricación y montaje simplificados.

Otro diseño de receptor sería el propuesto por Norwich Technologies, basado en el concepto “Suntrap” [65,72-73]. Este diseño está englobado dentro del programa SunShot. Este nuevo diseño introduce las siguientes propuestas de mejora:

- Se introduce el tubo absorbedor en una cavidad aislada por su parte posterior.
- Se elimina el vacío, lo que reduce los costes del receptor y su mantenimiento. Esto aumenta las pérdidas por convección, pero el aire interior tenderá a estratificarse. Se esperan rendimientos térmicos en el entorno del 95% para 400 °C y levemente superiores al 90% para 650 °C.
- Se introduce un recubrimiento estable en aire que permite el funcionamiento con fluidos hasta 650 °C.
- El diseño está previsto para 30 años de vida media.

En la fig. 2.26 se pueden observar los dos modelos analizados.

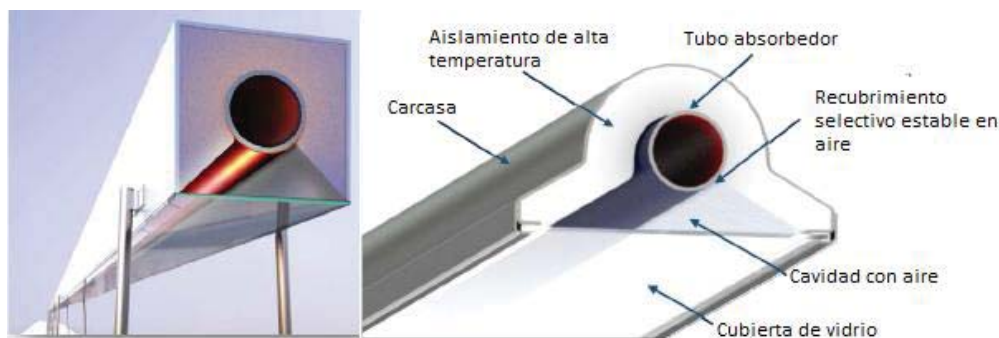


Fig. 2.26. Concepto de receptor propuesto por Norwich Technologies [65]

Este nuevo diseño de colector introduce también mejoras a nivel concentrador, utilizando una apertura de 7,3 m (LAT73) y aligerando la estructura mediante la introducción de cables. En cuanto a la fabricación se espera una reducción de costes del 20% con respecto a los actuales diseños.

Adicionalmente, existen otras líneas, enfocadas a la mejora del rendimiento térmico:

- Colocación de elementos para la mejora de la transmisión de calor en el interior del tubo absorbedor, como por ejemplo pines [74]. En otros trabajos se recopilan varias opciones [75-76] para distintas geometrías. Dicha colocación supone un aumento de la pérdida de carga, pero podría tener sentido en situaciones de pérdida de vacío. Es un punto que se analizará en el capítulo 5.
- También se analiza el uso de nanopartículas, ya que permiten trabajar con coeficientes de transmisión al interior altos con flujos menores, por lo que la pérdida de carga disminuye [75]

La mayor parte de estos puntos se analizarán con los modelos desarrollados. Adicionalmente se planteará una aproximación al rendimiento global, de cara aproximar el rendimiento global sobre una planta de producción eléctrica, tal y como ya se ha comentado.

Por último, es importante la reducción de los costes de mantenimiento, para lo cual se destacan las siguientes líneas de estudio:

- Desarrollo de recubrimientos anti-ensuciamiento en concentrador y tubo de vidrio [20].
- Obtención de sales con bajo punto de fusión [20].
- Establecimiento estándares para los ensayos de envejecimiento de los recubrimientos, tal y como se planteaba en el proyecto NECSO del 7º programa marco [77].
- Estudio de las tensiones térmicas debidas a los gradientes de temperatura [78], debidas al aumento de concentración para la operación con nuevos fluidos.

## 2.2.2 Colector lineal Fresnel

Se trata de una tecnología con bastante menor experiencia operativa que en el caso de los colectores cilindro-parabólicos. El primer prototipo fue construido en 1964 en Italia por el matemático Giovanni Francia, pero no fue hasta principios del nuevo milenio cuando la tecnología Fresnel ganó más interés. La primera empresa que construyó un prototipo fue Solarmundo, Lieja, Bélgica, en 2001 [79]. Este hito supuso el lanzamiento de esta tecnología y por tanto el desarrollo de nuevos diseños y construcción de nuevas plantas:

- En 2004, la compañía australiana Solar Heat and Power (más tarde Ausra y actualmente Areva Solar), construyó un colector Fresnel en Liddell / Australia que generaba vapor con una potencia térmica de 1 MW, que más adelante fue ampliada a 9 MW [80] (2005 a 2008).
- En Europa, el Grupo Solar Power (SPG), fundado en 2004 por miembros del equipo de la antigua empresa Solarmundo, participó en 2007 en la construcción y operación del denominado colector piloto Fresdemo en la Plataforma PSA [81-82]. El proyecto se realizó en colaboración con el DLR, MAN Ferrostaal y el Instituto Fraunhofer ISE. y ha servido para obtener una importante cantidad de resultados experimentales.
- En 2008, Ausra construyó la primera central eléctrica basada en colectores Fresnel en Bakersfield / California. Su potencia eléctrica alcanza los 5 MW.
- La primera planta comercial Fresnel en Europa, Puerto Errado 1 (PE 1), fue construida por Novatec Solar AG (2009). PE 1 está situada en Murcia/España y tiene una potencia

eléctrica de 1,4 MW. La segunda central eléctrica de colectores Fresnel, PE 2, está en operación desde 2012, con una potencia eléctrica de 30 MW.

Actualmente se están planificando y construyendo más plantas basadas en colectores Fresnel en algunos países como: Francia, Marruecos, China, India y Estados Unidos.

El colector lineal Fresnel se caracteriza por:

- Varios elementos concentradores, que pueden ser planos o ligeramente curvados y que se encuentran levemente elevados sobre el nivel de suelo.
- Un receptor lineal en altura que puede estar compuesto por uno o varios tubos.
- Una estructura independiente que fija los espejos al suelo.
- Sistema de seguimiento solar.

En la fig. 2.27 se representan los elementos principales de este tipo de colector.

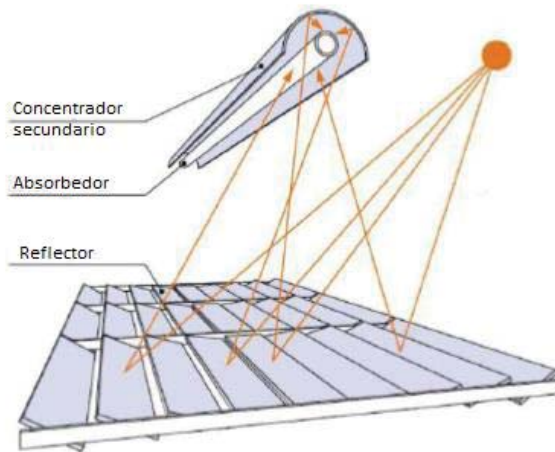


Fig. 2.27. Esquema de un colector Fresnel con concentrador secundario [83]

Los parámetros importantes en el diseño de este tipo de colectores son:

- La anchura de cada uno de los espejos. Una anchura reducida dará lugar a un número elevado de espejos, complicando la estructura y el sistema de seguimiento. Una apertura grande introduce errores ópticos mayores.
- La anchura del colector completo. Una anchura reducida lleva a factores de concentración geométrica pequeños, mientras que valores de anchura altos introducen aumentos en los errores ópticos de los espejos situados en los extremos.
- El número de filas paralelas de espejos. Junto con los anteriores define completamente el concentrador. Un número de filas alto tenderá a complicar siempre la estructura y seguimiento.
- La altura del absorbedor por encima del plano de los espejos primarios. Una altura reducida, aumenta las pérdidas por sombras, mientras que una gran altura lleva al aumento de los errores ópticos.
- El espacio entre las filas de espejo. Un reducido espacio aumenta las sombras de uso sobre otros, mientras que un aumento de este espacio aleja los espejos del foco, introduciendo errores de concentración.
- La curvatura de los espejos. El óptimo en la relación entre la distancia focal y la distancia al receptor es aproximadamente 1,1; debido a la variación de la posición solar en dirección transversal a los espejos [84].

Considerando estos valores, el tipo de receptor, la specularidad de los espejos, etc.; se puede realizar un análisis de costes, llegando a un diseño óptimo [84]. Los valores correspondientes a los diseños comerciales se analizarán en los siguientes apartados.

Debido a que en una planta real podrá haber varias filas de receptores en paralelo, se abre la posibilidad de colocar las torres que los soportan lo suficientemente cercanas, como para que los espejos puedan apuntar hacia el receptor de un lado o del otro de forma alternativa, dando lugar a una nueva configuración más compacta [85], que se identifica según las siglas CLFC (Compact Linear Fresnel Collector). De esta forma se introduce una nueva variable, que serían los patrones de orientación, además de la sobreelevación o no de algunos espejos con respecto a otros. En esta configuración se puede establecer una inclinación tal que el sombreado y el bloqueo se eliminen, mejorando el rendimiento óptico. Adicionalmente, al ser más compacta permite el ahorro de costes.

A diferencia de los colectores cilindro-parabólicos, el receptor es estático. Debido al ángulo de incidencia sobre los espejos, se producirán pérdidas geométricas, que en este caso variarán de forma longitudinal y transversal. Por tanto, se definirán dos ángulos diferentes ( $\theta_{trans}$  y  $\theta_{long}$ ), tal y como se ve en la fig. 2.28.

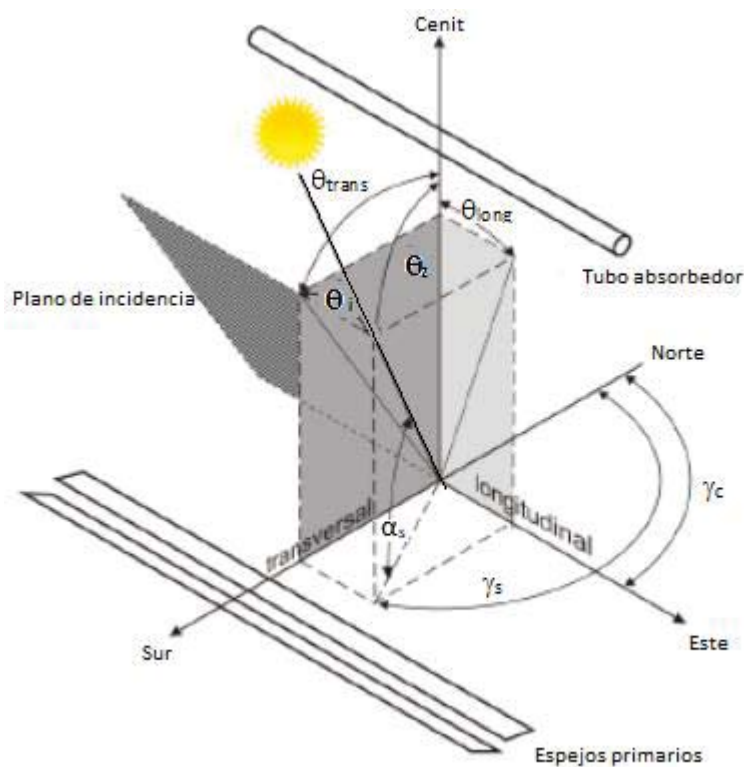


Fig. 2.28. Esquema correspondiente a los ángulos de referencia para CLF [86]

El rendimiento óptico vendrá dado por un factor que modifica su valor en función de su ángulo transversal ( $IAM_{trans}$ ) y otro longitudinal ( $IAM_{long}$ ), tal y como se expresa en la ec. 2.36.

$$IAM = IAM_{trans} \cdot IAM_{long} \quad \text{Ec. 2.36}$$

Dónde los ángulos se definen como:

- $\theta_{trans}$  es el ángulo entre cenit y la proyección de la línea solar en el plano transversal.
- $\theta_{long}$  es el ángulo entre cenit y la proyección de la línea solar en el plano longitudinal.

- $\theta$  es el ángulo entre la línea solar y la línea correspondiente al corte entre el plano de incidencia y el plano transversal.

Para expresar los distintos factores correspondientes a las pérdidas geométricas se utilizan los ángulos: transversal y de incidencia.

En la fig. 2.29, se observa cómo varían dichos factores para el colector Nova 1, de la empresa Novatec Solar. También se pueden observar las diferencias con respecto a un CCP tipo.

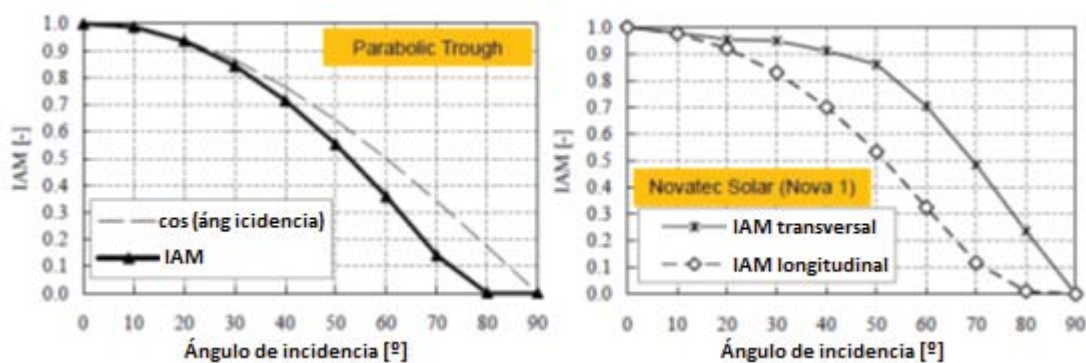


Fig. 2.29. IAM para el caso de un CCP tipo (izquierda), comparado con IAM transversal y longitudinal para el diseño de CLF, Nova 1 (derecha) [86]

El cálculo anual con el modelo de colector completo para CLF no se aborda en esta tesis, dejándose como trabajo futuro, por lo que no se entra en el detalle del cálculo de estos ángulos y factores de corrección del rendimiento.

### 2.2.2.1 El reflector primario

El sistema reflector primario consiste en una serie de espejos alargados, colocados sobre un bastidor de superficie plana. Son planos o reciben una pequeña curvatura por flexión mecánica y al igual que en el caso de los reflectores cilindro-parabólicos, el material reflectante es plata. En el caso de la solución de Novatec Solar, la capa de vidrio es de 3 mm de espesor.

La apertura de estos reflectores es muy inferior al caso de los CCP, siendo la acumulación de varios espejos la que produce una concentración mayor que la de los anteriores. Este menor tamaño los hace más ligeros y por tanto se reducen las cargas de viento y el consumo en la potencia de seguimiento.

Uno de los problemas en los reflectores Fresnel es la aparición de sombras que producen unos sobre otros, por lo que es necesario colocarlos con una separación adecuada, que reduzca estas sombras sin alejar en exceso los espejos, para no aumentar las pérdidas ópticas.

Al ser planos o con una ligera curvatura se puede implementar de manera sencilla un sistema totalmente automatizado de limpieza. Este consiste en unos cepillos rotativos que se van desplazando a través de toda la línea, eliminando el polvo, sin necesidad de agua ni de personal, lo que reduce los costes de mantenimiento.

Además, al ser más pequeños, su fabricación es más sencilla y se abaratan los costes de producción.

### 2.2.2.2 El receptor

Una de las principales diferencias en el receptor Fresnel con respecto a los receptores cilindro-parabólicos radica en que el receptor lineal está fijo y es independiente del espejo concentrador, lo que permite un ahorro de costes al evitar la inclusión de juntas rotativas entre receptor y tubería fija.

Existen tres diseños principales de receptor en plantas de generación eléctrica.

**Receptor multitubo:** el diseño multitubo más convencional consiste en una serie de tubos dispuestos horizontalmente en una cavidad, normalmente de sección transversal trapezoidal y que carece de concentrador secundario (fig. 2.30-a). En la apertura puede disponerse o no de una cubierta de cristal. Estos diseños comenzaron a usarse en 2004 (Liddell, Australia).

**Receptor mono-tubo:** los sistemas monotubo pueden estar acompañados o no de un receptor secundario y tener practicado vacío o no. Entre los colectores comerciales para generación eléctrica, se dan 2 combinaciones:

- Tubo sin vacío con concentrador secundario (fig. 2.30-b). Estos diseños comenzaron a usarse en 2007 (Fresdemo, PSA).
- Tubo de vacío con concentrador secundario (fig. 2.30-c). La empresa Novatec Solar, comenzó a hacer pruebas con un diseño de este tipo en 2011 (PE-1, España).

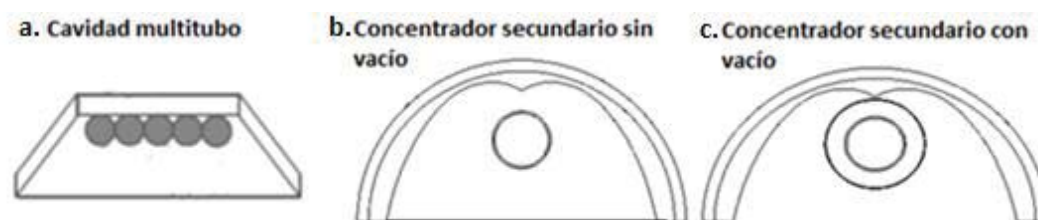


Fig. 2.30. Esquemas correspondientes a los distintos tipos de receptor Fresnel. (a) Receptor multitubo, (b) receptor monotubo sin vacío y (c) receptor monotubo con vacío

La misión principal de la cubierta de vidrio es reducir las pérdidas de calor al exterior por radiación y por convección, creando una estratificación del aire interior. Sin embargo, existen complicaciones técnicas importantes, al someter a un cristal de superficie considerable a una alta temperatura.

Los diseños comerciales de receptor multitubo no llevan concentrador secundario con el objetivo de evitar las pérdidas de concentración por la absorción solar de este reflector. Tanto la absorción solar como la cercanía de los tubos hacen que aumente localmente la temperatura, provocando fallos en el reflector por estrés térmico.

El diseño del receptor monotubo se basa en un único tubo situado en el interior de una cavidad tipo CPC (Compound Parabolic Concentrator) y cuyo diámetro oscila, en general, entre 7 y 18 cm. En este caso la cavidad sí actúa como reflector secundario. En aquellos casos en los que el tubo no es de vacío se suele colocar también una cubierta de vidrio. El uso de un tubo de vacío presenta la ventaja de reducir las pérdidas de calor hacia el exterior y de reducir la temperatura sobre el concentrador secundario, lo que le da mayor estabilidad. Por otro lado, aumenta el riesgo de rotura, los costes de mantenimiento y reduce el rendimiento óptico. El paso a tubo de vacío supone un aumento del *LCOE* desde 70% hasta el 78% del *LCOE* de una planta referencia usando CCP, considerando un diámetro del tubo receptor de 7 cm [87].

Los tubos son de acero inoxidable llevando un recubrimiento que tiene el mismo objetivo que en el caso de un CCP. Sin embargo, el uso de recubrimientos selectivos con propiedades ópticas similares estaba limitado, en las fechas en las que se diseñaron, a temperaturas de hasta 300 °C, para su uso sin vacío. En la actualidad, empresas como Areva y SPG anuncian el desarrollo de recubrimientos selectivos estables hasta temperaturas de 450 °C, sin embargo, la información disponible es muy reducida. El uso de tubos de vacío no presenta estos problemas ya que existen diseños usados en CCP que soportan temperaturas hasta los 580 °C.

Las plantas comerciales de Novatec operan a temperaturas de salida de 270 °C (PE 1 y 2), pero pudiendo llegar a mayores temperaturas. En el caso de las plantas pertenecientes a Areva la temperatura es 300 °C (Kimberlina).

El fluido habitual utilizado es agua, con generación directa de vapor. De hecho, las plantas en operación hasta la fecha utilizan dicho fluido. De ahí que los tubos absorbedores tengan que soportar presiones que no son las habituales de los receptores cilindro-parabólicos.

Sin embargo, ya se encuentran en desarrollo plantas en las que el fluido es aceite o sales fundidas. En el caso de sales fundidas, algunas de las empresas del sector han dedicado esfuerzos al desarrollo de receptores para este fluido, como Novatec [88] y SkyFuel [89] y son varios los trabajos enfocados a su estudio [90-91]. En este caso, el uso de CLF presenta ventajas con respecto al uso de CCP, como son:

- Las conexiones entre partes móviles y estáticas son zonas candidatas a la solidificación de las sales. Este tipo de receptores no presentan partes móviles.
- El receptor del CLF está varios metros por encima del suelo, lo que facilita el drenaje de sales por gravedad. Además, los receptores pueden colocarse con una pequeña pendiente de manera sencilla, facilitando también dicho drenaje.
- La tecnología CLF reduce considerablemente la longitud del receptor, por lo que también se reducen las pérdidas de carga.

El uso de sales fundidas se analizará en CLF y CCP desde el punto de vista de rendimiento térmico, mediante los modelos desarrollados (capítulo 5). Se podrá establecer por tanto una comparativa entre ambas tecnologías.

Tanto el recubrimiento selectivo como el fluido serán puntos que se tratarán en profundidad más adelante.

### **2.2.2.3 Estructura soporte**

Está formada por una torre central compuesta por vigas de acero galvanizado de perfiles estándar que soporta el receptor a lo largo de toda su longitud y una estructura, también de vigas en acero, que hace de soporte para los espejos y permite su giro en torno a su eje.

La estructura de la torre tiene como objetivo soportar las cargas debidas al peso del receptor y al viento, manteniéndolo en su posición de diseño. Al mismo tiempo, se busca reducir las pérdidas por sombras sobre el receptor.

La distribución del área de apertura en espejos más pequeños permite simplificar la estructura de sustentación, debido a la reducción de peso y de las cargas de viento.



El peso específico del CLF es un 20% del correspondiente a un CCP por unidad de área de apertura, debido al uso de una estructura ligera con menor número de cimentaciones de hormigón. Esta reducción tan importante en peso no se traslada en la misma proporción al coste, debido al mayor coste del acero con respecto al del hormigón.

#### 2.2.2.4 Sistema de seguimiento solar

Al igual que en el caso del CCP, el eje de giro es único y aunque puede orientarse en cualquier dirección, las plantas actuales de generación eléctrica basadas en CLF, se orientan según el eje N-S, obteniendo una irradiación diaria más equilibrada y una potencia térmica anual, mayor [84].

Cada espejo forma un ángulo distinto con la horizontal. La velocidad angular es igual para todos ellos, pudiéndose diseñar un sistema de giro común. Sin embargo, el sistema de las plantas actuales está basado en un sistema independiente por fila, ya que es un sistema más preciso que permite a la vez el desenfoque individualizado de algunos espejos.

El tamaño y forma del espejo permite la inclusión de elementos que sitúen el centro de masas en el eje de giro, lo que facilita el seguimiento y reduce el consumo.

#### 2.2.2.5 Diseños de colector

En la tabla 2.9 se muestran algunos datos sobre los colectores comerciales para producción de energía eléctrica.

Modelo	Año	Número de tubos	Concentrador			Proyectos
			Secundario	Compañías		
<b>Nova 1</b>	2011	Monotubo sin vacío	Sí	Novatec Solar <sup>7</sup>	PE-1-2	
<b>Supernova</b>	2011	Monotubo con vacío	Sí	Novatec Solar <sup>7</sup>	PE-1	
<b>SPG Fresdemo</b>	2007	Monotubo sin vacío	Sí	SPG	PSA	
<b>SHP</b>	2004	16	No	Areva Solar	Liddel, New Whales	
<b>SHP</b>	2006	---	No	Areva Solar	Liddel, New Whales	
<b>SHP</b>	2008	---	No	Areva Solar	Kimberlina	
<b>SSG4</b>	2011	6	No	Areva Solar	Kimberlina	
<b>FL-11<sup>8</sup></b>	2010	Monotubo con vacío	Sí	Industrial Solar	---	
<b>AF-1</b>	2012	Sin vacío	No	Solar Euromed	Agustín Fresnel 1, Alba Nova 1	

Tabla 2.9. Principales diseños comerciales de CLF para generación eléctrica

<sup>7</sup> La tecnología de Novatec Solar fue adquirida por la empresa Frenel en 2015.

<sup>8</sup> Aunque está destinado al uso en aplicaciones de generación de calor en la industria, su capacidad de poder trabajar con altas temperaturas, lo hace candidato a su uso en generación eléctrica, aunque la empresa propietaria del diseño (IST) no ha declarado hasta la fecha su intención de entrar en ese mercado.

En la tabla 2.10 se dan algunos de los valores característicos encontrados en literatura específica. En este caso, debido a criterios de confidencialidad de las empresas propietarias, es complejo encontrar todos los datos necesarios para caracterizar los diferentes diseños.

Modelo	Referencias	Anchura de espejos (m)	Número de filas	Altura (m)	Diámetro tubo (mm)	$C_g$	$\eta_{\text{ópt, pico}} (\%)$
<b>Nova 1</b>	[6,94-95]	0,75	16	7,4	70,00	54,57	67
<b>Supernova</b>	[6,94-95]	0,75	16	7,4	70,00	54,57	65
<b>SPG Fresdemo</b>	[6, 81-82,96]	0,60	25	8,25	140,00	34,10	64
<b>SHP</b>	[6,86]	1,84	12	---	25,00	35,14	66
<b>SHP</b>	[6,97]	2,25	10	---	32,00	37,20	---
<b>SHP</b>	[6]	2,25	13	---	25,00	---	---
<b>SSG4</b>	[6,86,93]	2,25	13	---	60,33	51,45	---
<b>FL-11</b>	[6,98]	0,50	11	4	70,00	25,01	66
<b>AF-1</b>	[99]	0,83	12	---	---	---	---

Tabla 2.10. Principales características de los diseños comerciales de CLF para generación eléctrica

A la vista de los datos de la tabla 2.9-10, se pueden destacar los siguientes aspectos:

- Tan solo la empresa Areva ha apostado por un receptor multitubo, que se instalará en configuración tipo CLFC. Dicho diseño ha ido evolucionando, en el número de filas, ancho de espejos, número de tubos, etc., hasta llegar al diseño final SSG4.
- Los valores de concentración geométrica son, en general, superiores a los de CCP, llegando a doblar su valor en el caso de los diseños de Novatec y Areva.
- El rendimiento óptico pico, sin embargo, es inferior al de un CCP en más de un 10%.
- En el caso del uso de receptores de vacío, el rendimiento óptico pico decrece, tal y como se observa en la comparativa de los diseños de Novatec.

Estos aspectos serán analizados con los modelos desarrollados en esta tesis, con el objetivo de analizar los diferentes diseños y poder establecer comparaciones, no sólo entre ellos sino también con colectores cilindro-parabólicos. Se podrán también realizar extrapolaciones del funcionamiento a otras condiciones de operación.

### 2.2.2.6 Investigación y desarrollo en tecnología de CLF

El rendimiento anual de un CLF es claramente inferior al que se consigue con un CCP. Sin embargo, presentan ventajas muy interesantes:

- Costes más reducidos, tanto de construcción como de mantenimiento.
- Uso más eficiente del terreno.
- Mayor concentración geométrica.
- Eliminación de conexiones rotativas en receptores, que disminuyen costes y pérdidas de calor, además de problemas de mantenimiento.
- Menores consumos en el sistema de seguimiento.

El responsable fundamental del reducido rendimiento total es la contribución de las correspondientes pérdidas ópticas. El rendimiento térmico es menor también en los receptores

sin vacío, pero es totalmente compensado con la introducción de los receptores con vacío, obteniendo rendimientos térmicos superiores a los CCP, debido a la mayor concentración.

Debido a la reducida experiencia operativa, las conclusiones sobre los elementos que más pesan en la selección de una u otra tecnología no están claras. Hay varios estudios e informes que apuntan algunos datos sobre esta cuestión:

- La estimación de costes después de la construcción del colector Solarmundo en Liège, Bélgica apunta a una reducción de costes de entre 30-50% [84] (dependiendo de la referencia).
- En los cálculos realizados por Fraunhofer Institute en 2004, se obtiene que el *LCOE* en el caso de una planta basada en tecnología Fresnel, para una planta tipo de 50 MW, se reduce entre un 17% y un 8%. El valor mayor se corresponde con las regiones de menor irradiación anual, ya que es necesaria una mayor superficie de apertura para la misma potencia y por tanto un mayor peso del factor coste [6].
- Estudios realizados acerca del coste de implantación de una planta de generación eléctrica basada en colectores Fresnel establecen valores entre 78-216 €/m<sup>2</sup> (28-79% el coste correspondiente a CCP) [87]. Por otro lado, se establece también que para obtener un mismo *LCOE* que una planta basada en colectores cilindro-parabólicos, este valor debe ser entre un 50-55% el coste para CCP [6,87].
- Por otro lado, existen otros casos como el informe presentado por Skyfuel [89] en el que se propone el abandono de la línea comercial de colectores Fresnel, debido a que el rendimiento se aleja mucho del obtenido por un CCP. Esta conclusión puede estar basada en el hecho de utilizar un receptor de mayor diámetro que no es el óptimo para esta tecnología.

La experiencia operativa con el apoyo de los modelos ayudará a ir aportando información a esta cuestión. En esta tesis se analizarán de modo comparativo ambas tecnologías haciendo uso de los nuevos modelos desarrollados y obteniendo conclusiones sobre las diferencias en rendimiento total para amplios rangos paramétricos.

En cualquier caso, la línea principal de investigación en CLF es el aumento de la concentración geométrica y la mejora del rendimiento óptico, ya que son los puntos que reducen su competitividad. En este sentido se trabaja en sistemas CLFC que maximicen el rendimiento óptico (fig. 2.31) y la inclusión de nuevos diseños de concentrador secundario.

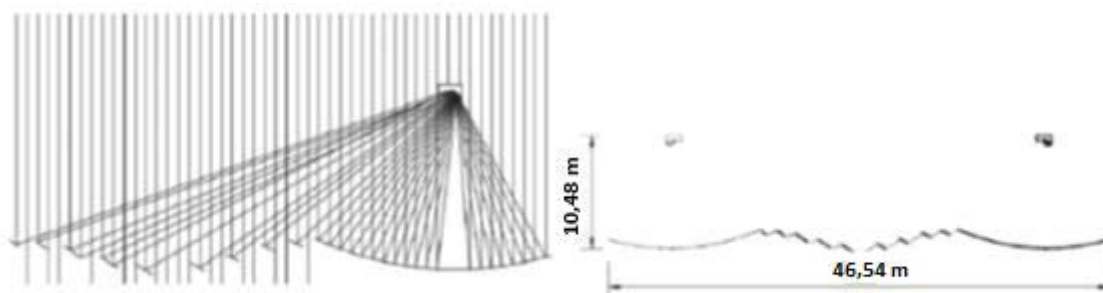


Fig. 2.31. Diseño de reflectores para CLFR que maximizan el rendimiento óptico [92]

Como se verá más adelante, a medida que se aumenta la temperatura de trabajo, las diferencias en el rendimiento total se reducen debido a que el rendimiento térmico comienza a tener un mayor peso en el rendimiento total. La mayor concentración en un CLF favorece que el rendimiento, con receptor de vacío, se acerque al obtenido por un CCP [94] a medida que aumenta la temperatura. Así una de las líneas de desarrollo principales es el uso de sales fundidas. Empresas como Novatec han desarrollado un colector para este modo de operación.

En esta misma línea el DOE en su iniciativa Sunshot propone como objetivo la reducción de *LCOE* hasta valores de 60 US\$/kW·h, lo que se traduce en una temperatura de entrada a turbina de 700 °C, con un rendimiento del ciclo de aproximadamente el 52%. Para ello se requiere el uso de sales de alta temperatura, vapor u otros gases como aire o CO<sub>2</sub> como HTF y el desarrollo de recubrimientos selectivos capaces de mantener sus propiedades a esas temperaturas.

### 2.2.3 Colector de torre central

Después de la tecnología basada en CCP, esta es la segunda más instalada en las plantas de generación eléctrica, aunque a una importante distancia de la anterior. De los 5 GWe en operación en 2016, tan sólo 600 MWe (13%) se corresponden con colectores de torre central [100]. Tal y como se comentó en la introducción es la tecnología por la que principalmente se apuesta para la mejora del rendimiento en plantas de generación eléctrica por concentración solar.

A partir de los primeros conceptos desarrollados en base a discretizar la concentración solar en varios espejos, esta tecnología sienta sus bases entre los años 1980 y 1990, cuando se construyeron y se operaron varias instalaciones internacionales dedicadas al ensayo colectores de torre central para la generación de energía eléctrica. Entre ellas se pueden destacar: Solar One que utiliza agua como HTF y la instalación reacondicionada para el uso de sales fundidas Solar Two. La experiencia operativa acumulada en dichas plantas ha sido válida para el desarrollo de las primeras plantas a nivel comercial para la generación de energía eléctrica.

Después de una época de transición entre los años 1990-2005, en los que los avances fueron reducidos, a partir del año 2005 volvió a relanzarse el desarrollo de esta tecnología.

La primera planta comercial comenzó su operación en 2006, PS10 en Sevilla con 10 MW<sub>e</sub>. 3 años después comenzó a operar PS20, situada al lado de la anterior con una potencia de 20 MW<sub>e</sub>. Ambas plantas utilizan como HTF agua que sirve como alimentación de vapor saturado a un ciclo de potencia. En 2011 se construye también en Sevilla la primera planta comercial que utiliza sales fundidas como HTF, Gemasolar.

El colector solar de torre central se caracteriza por:

- Un conjunto de elementos concentradores, que en este caso se denominan heliostatos y que hacen seguimiento solar en dos ejes. Un solo heliostato incluye varios espejos, un sistema de seguimiento, una estructura de soporte con la cimentación correspondiente y un sistema de control.
- Un receptor montado en una torre y para el que existen varios diseños distintos.
- Torre de soporte del receptor.

En la fig. 2.32 se pueden observar los elementos comentados sobre la planta Solar Two.

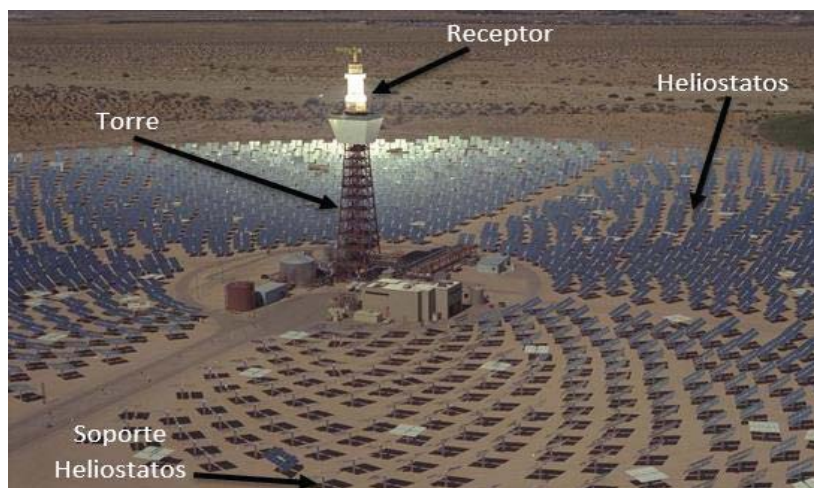


Fig. 2.32. Planta Solar Two en el desierto de Mojave. Imagen obtenida de: [http://theirearth.com/uploads/news/1032128455\\_solar\\_two\\_sandman.jpg](http://theirearth.com/uploads/news/1032128455_solar_two_sandman.jpg)

El diseño de este tipo de plantas conlleva el dimensionado y optimización de varios parámetros íntimamente ligados:

- altura de la torre;
- tipo de receptor;
- número, ubicación y tamaño de los heliostatos;
- tipo de fluido y, por tanto, pico máximo de flujo de radiación.

En este caso es mayor la variabilidad de parámetros existentes. Por tanto, la selección de criterios de optimización adecuados juega un importante papel para llegar a un diseño óptimo, ya que dicho proceso puede dar lugar a diseños con un alto coste.

Una de las diferencias más importantes de esta tecnología con respecto a las anteriores es el factor de concentración geométrica, de modo que los flujos de radiación oscilan entre 200 y 1.000 kW/m<sup>2</sup>, incluso se plantean valores superiores para algunos nuevos diseños. Por tanto, dicha tecnología permite trabajar a mayores temperaturas, manteniendo altos rendimientos térmicos.

Aunque el modelo desarrollado en esta tesis no tiene limitaciones en cuanto a concentración y temperaturas de trabajo, las peculiaridades de estos colectores y la falta de datos dificultan la aplicación directa de dicho modelo. De ahí que la profundización en esta tecnología se planteará como un trabajo futuro, pero sí se plantea un primer análisis atendiendo a algunos detalles básicos de la tecnología. Se aplicarán los modelos desarrollados haciendo uso de parámetros generales de cara a la obtención de unas primeras conclusiones que orienten futuros proyectos de investigación en esta línea, como el ya planteado en [101].

En los siguientes apartados se describen los distintos elementos que componen los CTC.

### 2.2.3.1 Heliostatos

Su función es captar la radiación solar y redirigirla hacia el receptor. Tal y como se ha comentado con anterioridad, contiene al elemento reflectante, la estructura de soporte, el sistema de seguimiento y el correspondiente de control.

La superficie reflectante no es única, sino que está compuesta de varias facetas, rectas o con una ligera curvatura. Normalmente se trata de espejos de vidrio con baja composición en hierro, aunque también se han empleado superficies reflectantes a base de películas poliméricas de alta reflectividad (aunque presentan el inconveniente de su menor durabilidad). Las características en cuanto a problemas de mantenimiento, durabilidad y errores de enfoque son similares a las de los reflectores en colectores cilindro-parabólicos.

El área de los espejos es uno de los parámetros a optimizar. En este aspecto no hay consenso en el valor óptimo, existiendo en el mercado una gran diversidad de tamaños: desde 1,14 m<sup>2</sup> (tamaño que ofrecía eSolar) hasta 120 m<sup>2</sup> (tamaño que ofrecía Abengoa). A esto se añade que algunos desarrolladores han ido aumentando los tamaños de los heliostatos con el paso del tiempo, por ejemplo: Abengoa ha pasado de 120 m<sup>2</sup> a 140 m<sup>2</sup>, BrightSource de 15,2 m<sup>2</sup> a 19,0 m<sup>2</sup>, y eSolar de 1,14 m<sup>2</sup> a 2,2 m<sup>2</sup>. Sin embargo, varias instituciones de I+D están desarrollando actualmente heliostatos muy pequeños: NREL ~ 6 m<sup>2</sup>, DLR 8 m<sup>2</sup> y CSIRO 4,5 m<sup>2</sup> [102]. Aunque a priori el número de elementos necesarios para una misma área disminuye con el aumento del tamaño, otros factores como la simplicidad, menor consumo en el seguimiento, abaratamiento en el transporte etc., favorecen tamaños menores.

Las características del terreno, el receptor y la posición de éste, así como el tamaño de la planta, son aspectos que condicionan la distribución del campo de heliostatos. Las dos opciones clásicas consisten en distribuir los heliostatos alrededor de la torre (campo circundante) o a un lado de ésta (campo polar). En general, el rendimiento de la planta es mayor en configuraciones polares (norte o sur), pero este fenómeno está relacionado fundamentalmente con el hecho que este tipo de distribución va asociado habitualmente a un tipo de receptor específico, receptor de cavidad.

La estructura de soporte habitual consiste en un cerchado que transmite las cargas de viento y las debidas al peso a un tubo horizontal en su parte trasera, cuyo giro en dos ejes permite el enfoque de los espejos en elevación y acimutalmente. Este tubo y el sistema de giro descansan sobre un pilar que conecta la estructura con la cimentación. Las cargas crecerán a medida que lo haga el tamaño del reflector y, por tanto, las solicitaciones a las que se vean sometidas la estructura y la cimentación.

El campo de heliostatos representa una fracción muy significativa del coste de la parte solar, el 38% [102]. Por tanto, es importante reducir sus costes y/u optimizar sus prestaciones, mediante la introducción de un funcionamiento autónomo, la colocación de vallas perimetrales o de otros elementos aerodinámicos para disminuir las cargas de viento, reduciendo el peso con el uso de nuevos materiales o mediante la introducción de nuevos sistemas de seguimiento, entre otros.

### 2.2.3.2 Receptor

Se han propuesto y ensayado un gran número de receptores con diversas características geométricas y operativas y con distintos fluidos de trabajo. Son varios los criterios de clasificación dependiendo de la construcción, el uso de materiales absorbentes intermedios, el tipo de fluido térmico o mecanismos de transferencia de calor, entre otros.

Según la configuración geométrica, existen básicamente dos opciones de diseño:

- Tipo cavidad (fig. 2.33-b): en un receptor de cavidad, la radiación reflejada desde los heliostatos pasa a través de una apertura en una caja antes de incidir sobre la superficie de transferencia de calor, reduciendo las pérdidas de calor al exterior. Se busca crear un efecto similar al del cuerpo negro, de tal forma que la radiación que entra en dicha

cavidad sea absorbida por los tubos tras un proceso de absorciones y reflexiones múltiples. Las cavidades limitan angularmente el campo a una configuración polar, aunque la adición de varias cavidades puede ampliar apertura angular.

- Receptores externos (fig. 2.33-a): como su propio nombre indica la superficie absorbente está en contacto directo con la atmósfera. Su diseño puede ser en base a un haz tubular o una única superficie cilíndrica. Para estos receptores suele adoptarse una configuración de heliostatos rodeando la torre. Pueden irradiarse directa o indirectamente dependiendo de los materiales absorbentes y del HTF.

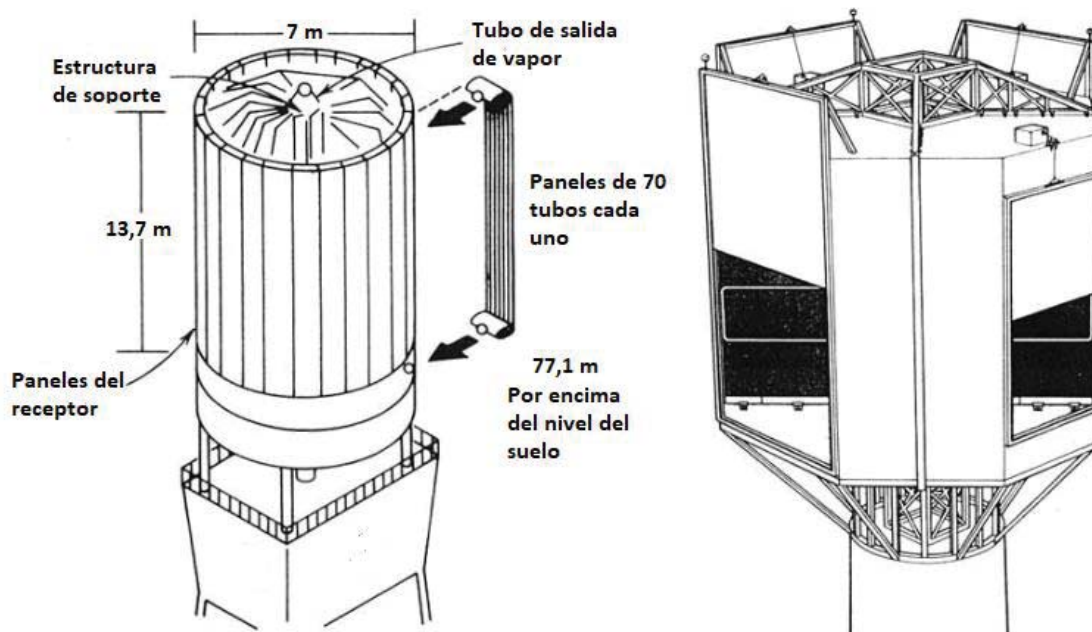


Fig. 2.33. Imagen derecha, receptor externo correspondiente a la planta Solar One (a). Imagen izquierda, receptor de cavidad compuesta por 4 cavidades (b)

En el receptor de cavidad las pérdidas por convección y radiación se reducen, pero, además, el rendimiento óptico con un campo polar es también un 10% superior que en el caso de un colector externo con campo alrededor de la torre. Por otro lado, necesitan de una torre más alta para poder ver todo el campo de heliostatos, lo que aumenta los costes.

Si se clasifican desde el punto de vista de la transmisión de calor, se puede distinguir entre:

- Receptor indirecto de superficie: este tipo de receptores se caracterizan por un fluido térmico que circula por el interior de una superficie primaria, sobre la que incide la radiación solar concentrada, produciéndose una transmisión de calor por conducción y posteriormente por convección al fluido de trabajo. Esta superficie primaria puede estar compuesta por tubos, en cuyo caso se habla de receptor tubular. Pero también puede estar formada por dos placas planas soldadas, en cuyo interior haya un arreglo de aletas, a través de las cuales circule un fluido gaseoso –generalmente presurizado-. Incluso se ha estudiado la posibilidad de que entre las dos superficies primarias exista una matriz porosa para mejorar la transmisión de calor. Estos receptores pueden estar incluidos dentro de una cavidad o ser exteriores.
- Receptor volumétrico: estos receptores se caracterizan por una malla porosa de material metálico o cerámico sobre la que incide directamente la radiación concentrada. Dicha malla se calienta cediendo a su vez el calor por convección al fluido gaseoso refrigerante (generalmente aire). Pueden ser atmosféricos y presurizados. Con este tipo de receptores se consigue una menor diferencia de temperatura entre el fluido y la

superficie, además, en teoría, la temperatura en el interior es superior a la exterior, reduciéndose por tanto las pérdidas al exterior.

- Receptor de partículas: la radiación solar incide directamente sobre partículas en suspensión. Aunque este tipo de receptores ha sido empleado tradicionalmente para reacciones termoquímicas (hidrógeno), existen nuevos proyectos enfocados a producción de electricidad.

En la actualidad son 3 los tipos de diseño comerciales:

- Receptores basados en agua/vapor: con configuración en cavidades como los casos de PS10, PS20 y Khi Solar, o en receptores externos de tubos como Ivanpah. Las temperaturas de salida van desde los 390 a 560 °C y el pico del flujo de radiación es aproximadamente 600 kW/m<sup>2</sup>, con una media entre 100-300 kW/m<sup>2</sup>.
- Receptores basados en sales fundidas: compuestos por tubos externos como el caso de Gemasolar o Crescent Dunes. Las temperaturas de salida son de 565 °C, pudiendo llegar a picos de concentración de 800 kW/m<sup>2</sup>, con medias entre 400-500 kW/m<sup>2</sup>.
- Receptores basados en sólidos: la única planta comercial está compuesta por bloques de grafito que miran hacia abajo y a través de los que circula aire (Jülich). La temperatura de salida es de 680 °C, pudiendo llegar a picos de concentración de hasta 1000 kW/m<sup>2</sup>, con medias entre 500-600 kW/m<sup>2</sup>. En 2016 entró en funcionamiento la primera planta experimental basada en lecho fluido de partículas, aunque todavía no está disponible a nivel comercial esta opción.

El rendimiento térmico en receptores de GDV actuales se encuentra en el entorno de 80-93% y en el caso de los correspondientes a sales en 85-90% [83], no siendo un factor determinante en el rendimiento, en este caso, como se analizará más adelante.

La selección de un diseño u otro de receptor es una tarea compleja y depende de varios aspectos: temperatura de operación, sistema de almacenamiento de energía, ciclo termodinámico. En general las tecnologías basadas en tubos pueden trabajar a altas temperaturas (hasta 1.000 °C) o altas presiones (hasta 120 bar), pero no ambas a la vez. Los diseños de partículas o volumétricos permiten altas temperaturas, pero la presión de trabajo está limitada.

Particularmente, los receptores volumétricos cerámicos son capaces de elevar la temperatura del aire de 1200 a 1500 °C (Si-SiC y SiC); mientras que los receptores volumétricos metálicos pueden alcanzar alrededor de 700 °C.

### 2.2.3.3 Torre

Es una estructura cuya función es servir de soporte al receptor, el cual debe situarse a cierta altura sobre el nivel del campo de heliostatos, con el objetivo de minimizar las sombras y bloqueos entre éstos, y los elementos auxiliares. Los diseños de torre propuestos son un entramado de vigas de acero, usando técnicas similares a las de una torre de petrolífera, o de hormigón. Los análisis de costes para cada una de las soluciones indican que las torres de acero son menos costosas a alturas de menos de 120 m y que las torres de hormigón son menos costosas para una altura superior. Dicha altura vendrá limitada por su coste.

El peso y las cargas de viento sobre el receptor son los dos factores más importantes en el diseño de la torre.



#### 2.2.3.4 Desarrollo de nuevos diseños de colector de torre central

Son varios los nuevos diseños sobre los que se está trabajando, con el objetivo fundamental de aumentar las temperaturas de trabajo reduciendo lo máximo posible las pérdidas de calor al exterior.

A lo largo de este apartado se describen brevemente algunos de estos nuevos diseños y se exponen algunos resultados experimentales acerca de su rendimiento térmico. Los valores presentados tienen en cuenta la capacidad de absorción de la radiación en el receptor, como un parámetro incluido dentro del rendimiento térmico del receptor. Debido a ello, será un valor algo inferior al que se obtendría mediante la definición planteada en esta tesis.

Los diferentes diseños se dividen por fluidos de trabajo.

#### 2.2.3.5 Nuevos diseños basados en partículas sólidas

Tienen la ventaja de poder trabajar a temperaturas de mayores de 1000 °C y tan bajas como 200 °C. Todos los ensayos que se han realizado hasta la fecha son a escala laboratorio o piloto (0,1-1 MW<sub>t</sub>). Los distintos diseños sobre los que se trabaja son:

**Diseños basados en una cortina de partículas.** Consiste en un flujo de partículas cayendo en el interior de una cavidad, donde son irradiadas directamente. Para los experimentos realizados en los laboratorios de Sandia (receptor en la fig. 2.34-izquierda), para un colector de 1 MW<sub>t</sub>, se obtienen rendimientos térmicos entre 40-80% para flujos de radiación de hasta 400 kW/m<sup>2</sup> y temperaturas de salida de 700 °C [103-104]. En estos diseños la temperatura de salida depende del flujo de partículas de tal modo que, al aumentar el flujo, disminuye la temperatura de salida, aumentando también el rendimiento térmico. Uno de los problemas más importantes asociados a este tipo de receptores es la pérdida de partículas. La inclusión de cortinas de aire reduce estas pérdidas, aminorando adicionalmente las pérdidas de calor al exterior hasta en un 10%. Existen otros problemas asociados al transporte, erosión, flujos de radiación no uniformes, etc., que quedan por resolver.

**Diseños basados en la obstrucción del paso de partículas mediante la inclusión de obstáculos o contracciones de flujo.** Uno de los problemas del anterior diseño es el tiempo de estancia de las partículas, que debe ser el necesario para poder alcanzar la temperatura de salida. En el anterior diseño esto se puede resolver mediante la recirculación de las partículas. En este nuevo diseño se plantea dificultar el paso mediante la introducción de estructuras internas. En los primeros diseños sometidos a test en los laboratorios Sandia (receptor en la fig. 2.34-derecha), se probaron estructuras porosas combinando materiales metálicos y/o cerámicos. En algunos de esos test [104] se obtuvieron mejoras en el rendimiento, llegando a valores entre 50-90% para flujos de radiación de hasta 400 kW/m<sup>2</sup>. Uno de los problemas principales es la dilatación térmica de los materiales utilizados como malla, que terminan generando huecos al paso de las partículas en la malla.

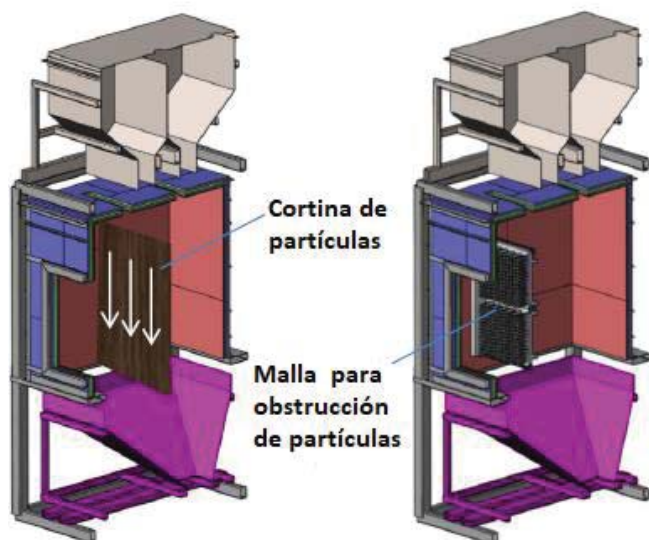


Fig. 2.34. Receptor basado en cortina de partículas (izquierda). Receptor basado en la incorporación de mallas para obstrucción de partículas (derecha). Receptor ensayado en las instalaciones de SANDIA [105]

**Diseños basados en hornos giratorios.** Están basados en irradiar partículas sometidas a giro desde uno de los laterales del horno. Presentan absorciones muy altas (entre un 0,9-1), pero el rendimiento térmico alcanzado es muy reducido (10-30%). Más recientemente, se han obtenido rendimientos de hasta el 75% para temperaturas de salida de hasta 900 °C con irradiaciones de 670 kW/m<sup>2</sup>.

**Diseños basados en el calentamiento indirecto de partículas.** En estos diseños se hacen circular partículas por el interior de tubos, que se encuentran en el interior de una cavidad y sobre los que incide la radiación solar. No se han realizado test con concentración solar por lo que no se dispone de datos acerca de sus rendimientos. Entre sus ventajas destaca que no hay pérdida de partículas al exterior y potencialmente se reducen las pérdidas de calor debido a la cavidad. Por otro lado, existen calentamientos locales en zonas de los tubos donde no hay contacto con las partículas.

**Diseños basados en lecho fluido.** Consisten en un receptor tubular que puede ser transparente, con lo que la radiación es absorbida directamente por las partículas u opaco con lo que la transmisión de calor es indirecta. En el interior existe un lecho de partículas por el que circula un gas que hace de agente de fluidización. En el caso de receptores transparentes, en los primeros test realizados en los laboratorios Sandia se obtuvieron rendimientos térmicos entre 0,2-0,4 para flujos de radiación de aproximadamente 500 kW/m<sup>2</sup> y temperaturas de 927 °C, en el caso partículas de sílice y de 1127 °C para partículas de carburo de silicio. En el caso de receptores opacos, merece especial atención el proyecto europeo FP7 CSP2 (*Concentrated Solar Power in Particles*), cuyos resultados arrojan rendimientos térmicos de diseño del 81,3% [106]. La continuación de este trabajo es el proyecto europeo H2020 NEXT-CSP [107], que pretende escalar a nivel industrial el prototipo anterior con el objetivo de calentar las partículas hasta 800 °C. Por otro lado, en experimentos realizados en el centro nacional de investigaciones científicas de Francia (CNRS) en un receptor tubular colocado en el foco de la caldera solar de 1 MW, se determinó que el coeficiente de transferencia de calor alcanzaba valores entre 420-1100 W/(m<sup>2</sup>·K) [108]. Dichos experimentos se realizaron para temperaturas hasta 750 °C. Este tipo de diseños presentan mejores coeficientes de transferencia de calor y la eliminación del factor de pérdida de partículas, sin embargo, aumentan los consumos auxiliares para el lecho mantenimiento del lecho fluido y las pérdidas de calor del gas utilizado para la fluidización.

En la tabla 2.11 se resumen las ventajas y desventajas de cada uno de estos diseños.

Tipo de receptor	T <sup>a</sup> máxima (°C)/ $\eta_t$ (%)	Ventajas	Desventajas
Cortina de partículas	>700/~90	Alcanzables flujos de radiación muy altos (~3000 soles). Escalable para altas capacidades.	Pérdidas de calor altas y pérdidas de partículas.
Obstrucción de partículas	>800/~60-90	Se incrementa el tiempo de residencia. Se reducen las pérdidas de partículas y de calor al exterior.	Sobrecalentamiento en obstrucciones. Costes adicionales y complejidad de instalación.
Hornos giratorios	~900/~75	Buen control del tiempo de residencia de partículas	Receptor muy grande
Calentamiento indirecto de partículas	>700/~90	No hay pérdidas de partículas y se reducen las pérdidas de calor.	Resistencia térmica alta entre paredes y partículas.
Lecho fluido	750/81,3 (cálculos de diseño [106])	Se incrementa el coeficiente de transmisión de calor al interior. No hay pérdidas de partículas.	Incremento de consumo de potencia en fluidización y pérdidas de calor del gas de fluidización.

Tabla 2.11. Ventajas y desventajas de los diseños de CTC basados en partículas sólidas. Temperaturas y rendimientos alcanzados en ensayos y/o cálculos [21]

### 2.2.3.5.1 Nuevos diseños basados en gases a alta temperatura

Para estos diseños se plantea el uso de gases no contaminantes a temperaturas mayores de 1000 °C. El mayor problema que presentan es su baja conductividad y capacidad térmica. Se pueden englobar dentro de los siguientes grupos:

**Receptores volumétricos para aire como fluido de transferencia.** Se utiliza una estructura porosa sobre la que incide la radiación y a través de la que se hace circular una corriente de aire que se puede calentar hasta 800-1000 °C en caso de usar metales, 1200 °C en caso de usar materiales cerámicos y 1500 °C mediante el uso de SIC. Existen dos configuraciones posibles:

- Receptores volumétricos abiertos para gases a presión atmosférica.
- Receptores volumétricos cerrados (con ventana), trabajando con gases presurizados.

Ávila-Marin [109] presentó una revisión de alrededor de veinte receptores volumétricos, donde se discute el diseño, materiales utilizados y su comportamiento en operación. El autor clasificó los receptores en cuatro categorías basándose en la presión y el tipo de material:

- Tipo Phoebus-TSA: ciclo abierto con absorbedor metálico.
- Tipo SOLAIR: ciclo abierto con absorbedor cerámico.
- Tipo REFOS: ciclo cerrado con absorbedor metálico.
- Tipo DIAPR: ciclo cerrado con absorbedor cerámico.

Actualmente existe en operación un receptor de este tipo en la planta Jülich, tal y como ya se ha comentado. Aunque en teoría la temperatura podría ser superior en el interior de la estructura que en el exterior, en la práctica las temperaturas mayores se dan en la superficie, por lo que las pérdidas de calor al exterior son altas. Además de esto presentan problemas de estabilidad de flujo.

**Receptores tubulares para gases presurizados.** Se han evaluado durante años varios receptores basados en la circulación de gases por el interior de tubos para alimentar ciclos Brayton con aire. Dentro de este concepto destaca el prototipo desarrollado en el proyecto SOLHYCO, con el que se alcanzaron temperaturas de hasta 800 °C [20] y el proyecto europeo FP7 SOLUGAS (Solar Up-scale Gas Turbine System), con el que se consiguió calentar aire comprimido a 10 bar desde 330 °C hasta 800 °C [110]. En la fig. 2.35 aparece una imagen del receptor.



Fig. 2.35. Imagen Receptor tubular para gases presurizados desarrollado en el proyecto SOLUGAS [110]

El problema fundamental que presentan estos diseños es la alta resistencia térmica en el interior y los gradientes de temperatura existentes en los tubos que provocan fallos en los tubos por fatiga térmica. Los nuevos diseños enfocan este problema de diversas maneras:

- Inclusión de distintas capas de Inconel o cobre en el tubo de manera que se mejore la transmisión de calor radial y circunferencial en su interior.
- Receptores tubulares aleteados, con configuraciones de flujo que buscan reducir las pérdidas de calor al exterior. Mediante simulaciones realizadas con herramientas de fluidodinámica computacional (CFD) se han llegado a obtener rendimientos térmicos del 95% para un aleteado horizontal, bajo un flujo de radiación de 500 kW/m<sup>2</sup> [111].
- Receptores basados en estructuras tipo fractal que buscan aumentar la absorción de calor mediante la introducción de estructuras en distintas escalas [112]. Se trata de incluir desde rugosidades hasta aleteados o distintas distribuciones de tubos con geometrías no convencionales. En la fig. 2.36 se pueden observar algunas de estas geometrías. Este tipo de diseños han sido evaluados experimentalmente en los laboratorios de Sandia para flujos de radiación equivalentes a 1.000 kW/m<sup>2</sup>, manteniendo el interior a 500 °C. En primera instancia, las pérdidas por convección y radiación aumentan debido al aumento de la superficie, pero la radiación reflejada es absorbida por otras superficies provocando que un efecto global de reducción de las pérdidas térmicas del 7 al 26%.

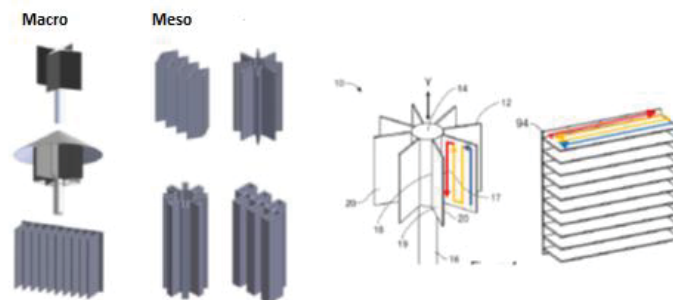


Fig. 2.36. Receptores centrales basados en estructuras fractales. A la izquierda, distintas configuraciones en macro- y meso-escala. A la derecha, la distribución de flujo [111]

- Receptores con estructuras terminadas en punta. Se trata de estructuras piramidales, de tal modo que se hace circular un flujo de aire entra por la parte central, donde la concentración de radiación es mayor, y retorna por los laterales. La eficiencia térmica, calculada, para un flujo de radiación pico de  $1 \text{ MW/m}^2$  y una temperatura de salida de aproximadamente  $800 \text{ }^\circ\text{C}$ , es aproximadamente el 80% [20]. Las pérdidas por radiación se reducen en este diseño, pero las debidas a convección aumentan. Además, las pérdidas de carga son altas.

**Receptores basados en micro-canales.** Están compuestos por paneles planos con pequeños canales interiores que aumentan el área de transferencia entre el gas y el material receptor. A diferencia de los receptores volumétricos, estos canales son cerrados. En el ámbito de la iniciativa Sunshot, la empresa Brayton Energy ha desarrollado un receptor basado en paneles aleteados internamente, cuyo rendimiento térmico en test está entre el 90,6-94,9% con temperaturas de salida entre  $715\text{-}750 \text{ }^\circ\text{C}$ , haciendo circular  $\text{CO}_2$  a 250 bar de presión [113]. Dentro de esta misma iniciativa, en Oregon State University (OSU) se ha diseñado otra estructura de microcanales que se prevé esté sometida a picos de flujo de radiación hasta  $1,4 \text{ MW}_t/\text{m}^2$  con  $\text{CO}_2$  a presiones de 250 bar y  $720 \text{ }^\circ\text{C}$  de temperatura de salida [113]. Entre sus ventajas principales está el aumento del área de transmisión y su modularidad de cara al aumento de capacidad. Por el contrario se prevé un aumento significativo de la pérdida de carga y, adicionalmente, se trata de un elemento de fabricación más compleja.

Tipo de receptor	T. máxima ( $^\circ\text{C}$ )/ $\eta_t$ (%)	Ventajas	Desventajas
Volumétrico	>800/50-90%	Uso del aire ambiente (sin coste), potencialmente mayor temperatura en el interior.	Inestabilidades de flujo, pérdidas de calor altas, debido a la limitada penetración de la radiación. Sin almacenamiento directo.
Tubular	700 – 800/<85	Capacidad para usar distintas geometrías que atrapen la radiación.	Alta resistencia a la transferencia de calor en tubos, fatiga y materiales de alto coste. Sin almacenamiento directo.
Micro-canales	~700/~90	Mejora de la transferencia de calor al gas, aumento de capacidad mediante adición de más módulos.	Aumento de la pérdida de carga y mayor complejidad de fabricación. Sin almacenamiento directo.

Tabla 2.12. Ventajas y desventajas de los diseños de CTC basados en gases a altas temperaturas. Temperaturas y rendimientos alcanzados en ensayos y/o cálculos [21]

#### 2.2.3.5.2 Nuevos diseños basados en líquidos a alta temperatura

Son varias las alternativas de líquidos que se están analizando con posibles fluidos de transferencia:

**Receptores basados en sales a alta temperatura.** En la actualidad las sales que se utilizan están basadas en un eutéctico de nitratos de sodio y potasio, que tienen un límite superior de temperatura equivalente cercano a  $600 \text{ }^\circ\text{C}$ , debido a su descomposición y problemas de corrosión. Son dos las alternativas que se barajan de cara a aumentar la temperatura de trabajo:

- Sal basada en haluros. Varios cloruros y fluoruros se están analizando, llegando a temperaturas de hasta 850 °C. El problema fundamental sigue siendo la corrosión metálica.
- Sal basada en carbonatos. Estas sales presentan menos problemas de corrosión y mayores capacidades caloríficas, pero en contrapartida su precio es superior y tienen altos puntos de fusión.

**Receptores basados en metales líquidos.** Son dos las alternativas principales de metales líquidos que se encuentran en fase de estudio. En general tienen costes superiores, pero permiten operar a mayores temperaturas y con mejores conductividades.

- Sodio. Receptores basados tanto en cavidad como externos han sido evaluados en la PSA, llegando en el caso del receptor externo a picos de radiación de 1,4 MW/m<sup>2</sup>, temperaturas de salida de 530 °C y rendimientos térmicos del 92%.
- Eutéctico de plomo-bismuto. Tiene la ventaja de poder operar a mayores temperaturas, pero en contrapartida presenta importantes problemas de corrosión.
- Estaño.

Estas alternativas basadas en distintos fluidos serán descritas con detalle en el siguiente apartado.

En la tabla 2.13 se resumen algunas de las ventajas y desventajas de estos diseños.

Tipo de receptor	Temperatura máxima (°C)	Ventajas	Desventajas
Receptor de sal de haluros	800	Capacidad para alcanzar altas temperaturas > 700 °C, coste relativamente bajo.	Muy corrosivo en aireo agua, requiere purificación y pre-fusión en vacío.
Receptor de sal de carbonatos	800	Capacidad para alcanzar altas temperaturas > 700 °C, no requiere purificación ni pre-fusión.	Muy caro.
Sodio fundido	800	Alta conductividad térmica.	Inflamable en contacto con el aire y muy reactivo en presencia de agua.
Plomo-bismuto fundido	1.000	Muy alto punto de ebullición, capacidad calorífica más alta que el sodio, pero menos que la sal.	Conductividad térmica inferior al sodio, coste entre 10 y 20 veces superior a la sal y muy corrosivo.

Tabla 2.13. Ventajas y desventajas de los diseños de CTC basados en líquidos a altas temperaturas. Temperaturas y rendimientos alcanzados en ensayos y/o cálculos [21]

Estos nuevos diseños requerirán de materiales capaces de trabajar en los rangos de temperaturas propuestos para estos diseños y el desarrollo de recubrimientos selectivos adecuados, en algunos casos. Ambos puntos se tratarán en detalle en los dos siguientes apartados, en los que se profundizará sobre los distintos HTF y recubrimientos selectivos disponibles y en desarrollo.

En el capítulo 5 se analizarán diseños comerciales de CTC mediante los modelos desarrollados. Al mismo tiempo se establecerán posibles tendencias basadas en este análisis y los datos aportados en este apartado.

## 2.3 Fluidos de transferencia

Son varios los fluidos que se han utilizado o se manejan como posibles fluidos de transferencia en colectores solares. Entre los fluidos utilizados en plantas comerciales se encuentran: Aceite orgánico, aire a presión atmosférica, agua con generación directa de vapor (GDV) y sales fundidas.

Además de éstos, en este apartado se tratarán otros fluidos que se encuentran en fase de estudio y/o experimentación para aplicaciones solares, como son: gases presurizados, metales fundidos y partículas en suspensión.

A la hora de seleccionar un fluido para aplicaciones de tecnología CSP se requieren las siguientes características [114]:

- Amplio rango de temperaturas de trabajo con estabilidad térmica. Esto supone que el punto de fusión sea bajo para reducir costes enfocados a evitar su solidificación y que los límites de funcionamiento aparezcan a temperaturas altas para mejorar el rendimiento del ciclo.
- Alto coeficiente de transmisión de calor hacia el interior, con los objetivos de reducir los gradientes térmicos en el receptor y aumentar la transferencia de calor hacia el interior del absorbedor mejorando el rendimiento térmico. Por tanto, se buscan fluidos con alta conductividad térmica.
- Baja viscosidad, debido a la necesidad de reducir las pérdidas de carga. En una planta de producción de energía el consumo del bombeo es el principal consumo interno.
- Presión de trabajo reducida para evitar espesores de tubos grandes, reduciendo saltos de temperatura entre la pared del colector y el fluido.
- Otros aspectos operacionales, como la seguridad en su uso, su efecto medioambiental en caso de escape o la posibilidad de corrosión del receptor, son también fundamentales a la hora de la selección del fluido.
- Coste del fluido.

Los dos primeros los que tienen una influencia más directa sobre el rendimiento térmico y global, por lo que se analizarán con mayor profundidad.

En la fig. 2.37 se pueden observar los rangos de las temperaturas de operación factibles para algunos de los fluidos usados en diseño de colectores solares comerciales y en ensayo [114].

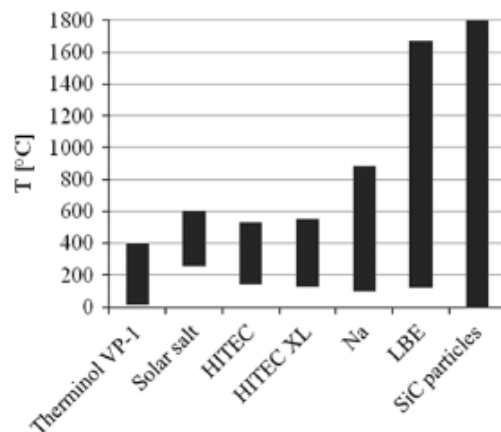


Fig. 2.37. Rango de temperaturas posibles de operación para algunos de los fluidos usados en diseño de colectores solares comerciales y en ensayo [114]

La necesidad de elevar los límites de temperatura para poder aumentar el rendimiento del ciclo provoca que los nuevos diseños de colector se enfoquen al uso de fluidos como las sales fundidas, metales líquidos, gases o partículas en sus diversas configuraciones.

Uno de los puntos analizados en esta tesis es el coeficiente de transmisión de calor de cada uno de los fluidos ya que, como se verá más adelante, tendrá una importancia relevante en el rendimiento del colector en determinados rangos de operación. Dicho coeficiente dependerá fundamentalmente de la conductividad del fluido y el gradiente de temperaturas en las cercanías de la pared, tal y como se puede observar en la ec. 2.37.

$$h = -k_f \cdot \frac{(dT_f/dy)_r}{T_{ri} - T_f} \quad \text{Ec. 2.37}$$

La diferencia de temperaturas se cancela al calcular el flujo de calor al interior, con lo que no influye en la eficiencia de transmisión hacia el interior.

Mientras que la conductividad depende directamente de la selección del fluido, el gradiente de temperaturas se puede aumentar mediante el aumento de la velocidad del fluido, lo que provoca también un aumento de la pérdida de carga, por lo que será necesario una óptima selección del fluido y las condiciones de operación, en función de la temperatura a la que se requiera operar.

En la fig. 2.38 se muestran de manera general algunos coeficientes de transmisión de calor, según fluido y tipo de flujo.

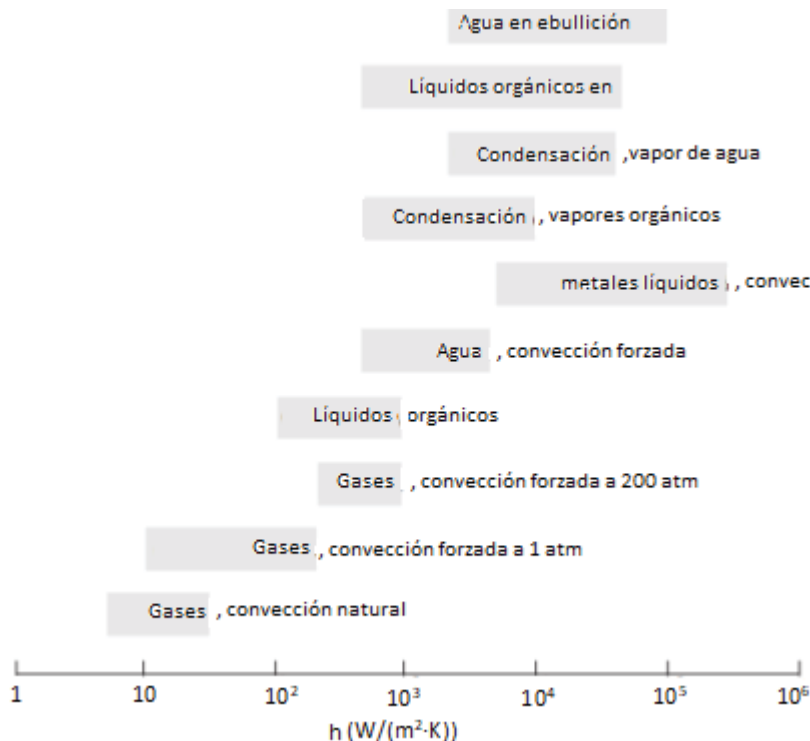


Fig. 2.38. Coeficientes convectivos de transmisión de calor, según fluido y tipo de flujo [115]

Se observa cómo procesos de ebullición y/o el trabajo con metales líquidos pueden ofrecer coeficientes de convección lo suficientemente altos como para compensar en cierta medida la



caída de rendimiento por el aumento de la temperatura de operación. En el lado contrario estarían los mecanismos de convección natural y forzada con gases, que presentan los menores coeficientes de transmisión de calor.

Dependiendo del tipo de geometría, velocidad del fluido, temperatura, etc., el coeficiente de transmisión de calor para cada fluido puede cambiar en un determinado rango. En [114] se pueden encontrar datos sobre las propiedades físicas y correlaciones adecuadas para la obtención del coeficiente de convección interior para muchos de los fluidos y condiciones de operación consideradas en CSP. Debido a que las condiciones óptimas de trabajo dependen de muchas otras variables, en esta tesis se va a intentar asignar unos valores promedio a cada fluido de cara a hacer un análisis general. Para dicho análisis se incluirá también la resistencia térmica del receptor, que hará que disminuyan los coeficientes globales de transmisión.

En los siguientes apartados se analizan algunas de las ventajas y desventajas de los fluidos usados en diseño de colectores solares comerciales y en ensayo.

### 2.3.1 Aceite térmico

El aceite térmico es el fluido más utilizado en tecnologías de CCP, con más del 95% de las plantas comerciales utilizando este fluido [20]. Se ha venido utilizando habitualmente como HTF debido a su precio asequible, su baja presión de vapor, su buena estabilidad térmica y su larga vida útil (si se cumplen las condiciones de trabajo recomendadas por los fabricantes).

Los aceites térmicos disponibles en la actualidad tienen mejores propiedades termo-físicas que los utilizados en los años 70 y 80, pudiendo aumentar la temperatura máxima de trabajo con respecto a aquellos. Sin embargo, su degradación a altas temperaturas sigue siendo su mayor limitación. Se ha pasado de los 305 °C del aceite Terminol-55 hasta los 398 °C de aceites como Dowtherm A o Therminol VP-1.

Las principales alternativas que se utilizan en las plantas comerciales son:

- Dowtherm A [116],
- Syltherm 800 [117] y
- Therminol VP1 [118].

El caso de Syltherm 800 permite el salto de 398 °C a 420 °C de la temperatura máxima de trabajo, pero esto supone un aumento en el precio que en muchas ocasiones no es rentable, de ahí que las plantas modernas STE se utilizan aceites térmicos con un límite de trabajo en 398 °C.

Por otro lado, las temperaturas de fusión son reducidas (13 °C en el caso del Therminol VP1), por lo que el consumo en calentamiento del aceite es muy reducido o nulo.

La vida útil de los aceites térmicos actualmente disponibles supera los 30 años [20], si el tratamiento es adecuado y el funcionamiento se mantiene por debajo del límite definido por el fabricante.

Además de la limitación en temperatura, presentan otras dos desventajas con respecto a otras alternativas, que son:

- Contaminación en caso de escape del sistema.
- Riesgo de fuego, ya que su punto de inflamación en mezcla con aire está por debajo de las temperaturas de trabajo en el campo solar.

El flujo habitual en un CCP está en el entorno de 7,5 kg/s; obteniendo un coeficiente de transferencia de calor al interior, en las temperaturas de operación, de aproximadamente 5000 W/(m<sup>2</sup>·K). Según [20 y 114] los valores podrían oscilar entre 2.000 y 6.000 W/(m<sup>2</sup>·K) aproximadamente, para distintas condiciones de trabajo.

Como ejemplo de propiedades físicas se toma el caso de Dowtherm A [116]:

- La conductividad es aproximadamente 0,1 W/(m·K).
- La viscosidad va desde 2,2e-4 Pa·s a 290 °C hasta 1,3e-4 Pa·s a 390 °C.
- La densidad promedio a las temperaturas de operación es de 750 kg/m<sup>3</sup>.

El resto de los aceites tienen propiedades con valores en el orden de las de este aceite.

### 2.3.2 Sales fundidas

Las sales fundidas presentan una importante ventaja con respecto a los aceites térmicos y es que pueden trabajar a mayores temperaturas, pudiendo aumentar el rendimiento del ciclo de potencia. Por tanto, se puede solventar el principal problema de los aceites térmico mediante el uso de sales fundidas.

Es un fluido utilizado en algunos receptores de torre central, aunque en la actualidad existen diseños de CCP y CLF en ensayo, basados en sales fundidas como HTF.

Las principales sales planteadas en la actualidad para su uso en colectores solares se recogen en la tabla 2.14.

Nombre	Componentes	Punto de fusión (°C)	Máxima T <sup>a</sup> de trabajo (°C)
Sal Solar ("Solar Salt")	Nitrato de sodio (60%) y potasio (40%)	220	600
Hitec [120]	Nitratos de sodio (7%), potasio (53%) y nitrito de sodio (40%)	142	538
Hitec XL	Nitratos de sodio (7%), potasio (45%) y calcio (48%)	120	500

Tabla 2.14. Principales sales utilizadas en colectores solares [119]

Tal y como se observa en la tabla 2.14, la estabilidad térmica se pierde entre los 500-600 °C, lo que supone una mejora con respecto a los aceites, pero todavía no llegan a poder operar a las temperaturas objetivo en futuros diseños (700 °C).

Igualmente se puede observar (tabla 2.14) que uno de los principales problemas para el uso de sales fundidas es su alta temperatura de fusión (en el entorno de 220 °C para Sal Solar), lo que obliga a instalar sistemas de calentamiento auxiliar en tuberías, válvulas, etc. Este fenómeno puede provocar problemas de operación y costes adicionales en el ciclo de vida global de una planta, ya que el volumen específico de dicha sal aumenta al fundir, pudiendo provocar daños en los sistemas por los que circula. El desarrollo de la sal Hitec XL, pretende paliar en parte dicho problema.

En favor del uso de sales se encuentran: el hecho que se trata de fluidos no inflamables y no contaminantes, que en caso de pérdida en el sistema es sencilla su recogida, ya que solidifica y que tienen una alta capacidad térmica por unidad de volumen, lo que hace que sean buenos fluidos para su uso en sistemas de almacenamiento de energía. Su uso combinado en el colector solar y como fluido de almacenamiento supone un ahorro de costes adicional debido a la supresión del intercambiador intermedio.

Termo-hidráulicamente presenta unos valores de densidad que son el doble que en el caso del aceite y aunque la viscosidad es superior, el balance es positivo, por lo que las pérdidas de carga en el circuito son menores. Al mismo tiempo conservan coeficientes de transmisión de calor cercanos a los correspondientes al aceite, debido a su alta conductividad. Según [20 y 114] los valores del coeficiente de transmisión de calor convectivo para sales como Hitec o Sal Solar oscilan entre 2.000 y 6.000 W/(m<sup>2</sup>·K) aproximadamente, en función de la temperatura (250-550 °C). Su presión de vapor es reducida a altas temperaturas, lo que hace que no sea necesario trabajar a altas presiones.

Su coste es inferior al de los aceites utilizados como HTF pero, en algunos de los casos, los esfuerzos por reducir la temperatura de fusión suponen un aumento de su coste de manera importante, tal y como ya se ha comentado.

Son dos las líneas principales de investigación de nuevas sales, la bajada del punto de fusión y el trabajo a temperaturas más altas, evitando la degradación de la sal y la corrosión del material. En la tabla 2.15 se recopilan algunas de estas sales sobre las que se estudia [119], indicando sus puntos de fusión y límites de operación.

Nombre	Componentes	Punto de fusión (°C)	Máxima T <sup>a</sup> . de trabajo (°C)
<b>Nitratos de Na-K-Li</b>	Nitratos de sodio (28%), potasio (52%) y litio (20%)	130	600
<b>Carbonatos de Na-K-Li</b>	Carbonatos de sodio (33,4%), potasio (34,5%) y litio (32,1%)	142	800-850
<b>Sandia mix</b>	Nitratos de sodio (9-18%), potasio (40-52%) y litio (13-21%)	<95	500
<b>Halotechnics SS-500</b>	Nitratos de sodio (6%), potasio (23%), litio (8%), cesio (44%) y nitrito de calcio (19%)	65	500
<b>Carbonatos y fluoruros de Li-Na-K</b>	---	≈400	≈900
<b>Halotechnics SS-700</b>	---	257	700
<b>Cloruros Na-K-Zn</b>	Cloruros de sodio (7,5%), potasio (23,9%) y zinc (68,6%)	204	850

Tabla 2.15. Alternativas de sales propuestas para la operación a altas temperaturas [119]

Se observa que las temperaturas de fusión se han logrado reducir para algunos casos, pero el coste de algunos de los componentes, como el caso del litio, ha provocado que todavía no se haya comercializado ninguna de ellas. Algunos cálculos como los presentados en [121] apuntan a que no existe ventaja económica en el uso de estas nuevas sales, por el momento. En el caso del aumento de la temperatura de degradación se observa que normalmente va acompañado del aumento de la temperatura de fusión, con lo que habría que aumentar el consumo de calentamiento y drenado fuera de operación. Se destaca la sal compuesta por cloruros, desarrollada con financiación por parte del DOE dentro del programa SunShot y que presenta temperaturas de operación de hasta 850 °C con una temperatura de fusión de tan sólo 204 °C.

En el caso de la corrosión, varios ensayos realizados con distintas sales confirman que por encima de 650 °C se observa un aumento importante de los fenómenos de corrosión sobre aceros inoxidable [119].

### **2.3.3 Agua con generación directa de vapor**

Se trata de un fluido barato y ampliamente conocido por su uso en muchos campos como fluido térmico. Son relativamente habituales las instalaciones solares en las que se usa agua para generar vapor, como aporte de calor a procesos industriales.

Son varias las instalaciones experimentales que han dedicado parte de sus medios al análisis del agua como HTF en plantas de tecnología basada en CCP. Entre ellas destacan las instalaciones de GDV correspondientes al proyecto europeo DISS y que se encuentran en la PSA. Los test realizados han ido clarificando algunas de las cuestiones que planteaba su uso y han puesto de manifiesto las ventajas y desventajas con respecto al uso de aceite térmico.

En el caso de torre central fue entre 2007 y 2009 cuando aparecieron las primeras plantas comerciales con GDV: Planta Solar 10 (PS-10) y Planta Solar 20 (PS-20). En el caso de CLF es una solución habitual para las plantas comerciales.

Una de las ventajas con respecto al uso de aceite térmico es la eliminación del límite de temperatura, pudiendo aportar vapor sobrecalentado a la temperatura que se requiera. Adicionalmente se trata de un fluido no contaminante en caso de escape y para el que no existe riesgo de incendio.

En el caso de su uso en plantas basadas en un ciclo Rankine, una de las ventajas más importantes es la eliminación del generador de vapor, lo que simplifica el sistema de potencia de dicha planta.

Por otro lado, existen una serie de desventajas, como son los gradientes térmicos en el interior del receptor con mezcla bifásica en régimen de flujo estratificado y en estado de vapor sobrecalentado. En el caso de estratificación, el coeficiente de transmisión de calor en la parte alta (con vapor en contacto con la pared) es mucho más reducido que el de la parte baja, cubierta de líquido. En el caso de un CCP, dependiendo de la posición solar, puede que zonas de alta concentración de radiación se correspondan con zonas en contacto con vapor. Esto conlleva la aparición de fuertes gradientes térmicos. Se ha analizado que coeficientes de 800 W/(m<sup>2</sup>·K) son suficientes para que las tensiones generadas en el espesor estén dentro de un rango admisible [20].

Al ser mayor la presión de vapor es necesario trabajar a mayores presiones, lo que hace necesario el aumento del espesor de receptor.

En el caso de una planta de generación eléctrica existen una serie de desventajas con respecto al uso de aceite térmico [20]:

- No existe un medio efectivo de acumulación de energía, por lo que se pierde una ventaja competitiva de las centrales termosolares, como es la disposición de la energía un mayor número de horas anuales.
- La pérdida de carga que se produce en las secciones de régimen bifásico y vapor sobrecalentado.
- La dificultad en el control de condiciones adecuadas de flujo no estratificado entre varias filas en paralelo, durante transitorios solares.
- No en todos los lugares es accesible el agua, como por ejemplo en zonas desérticas.

### 2.3.4 Gases presurizados

Una de las ventajas más importantes del uso de gases es que no presentan límites superiores de temperatura para su uso, pudiendo trabajar a temperaturas fuera de rango para los aceites térmicos o las sales fundidas. De igual modo, no requieren de calentamientos externos para evitar su cambio de estado.

El hecho de poder trabajar también con saltos térmicos más grandes puede reducir igualmente el volumen necesario para los sistemas de almacenamiento de energía, lo que redundaría en una reducción de costes.

Adicionalmente, en general la corrosión que provocan es reducida o nula y los riesgos asociados a escape son también reducidos, en la mayor parte de los casos.

Por otro lado, el uso de gases presenta una gran desventaja, debida a las pérdidas de carga por su baja densidad. Este factor puede ser aliviado en parte mediante el trabajo a altas presiones, ya que dichas pérdidas dependen de la velocidad al cuadrado, por lo que el aumento de la densidad provocará una disminución en la velocidad y por tanto una disminución mucho mayor en las pérdidas de carga. Se puede demostrar teóricamente que un aumento de la presión en 10 veces su valor supone una reducción de la pérdida de carga de 100 veces [71]. De cara a controlar estas pérdidas de carga no sólo es necesario aumentar la presión sino buscar la longitud y punto de operación óptimo, ya que dichas pérdidas también dependen de la longitud de tubería. La disminución de la longitud conlleva una disminución del caudal asociada que redundaría en la reducción del coeficiente de transmisión de calor, por lo que se necesita la búsqueda de un punto óptimo de trabajo entre pérdidas de carga y rendimiento térmico. En [71] se propone una configuración adaptada del colector ET para reducir dichas pérdidas.

Por otro lado, el alto consumo específico de los sistemas de compresión de gases y el alto coste de dichos compresores son unas de las dificultades para el uso de los gases a alta presión.

Otro problema es el reducido coeficiente de transmisión de calor que tienen los gases, lo que influye tanto en el posible daño al receptor por los gradientes de temperatura como en el rendimiento térmico. Según referencias como [20 y 114] se encuentran coeficientes de transmisión de calor que oscilan entre 1.000 y 1.200 W/(m<sup>2</sup>·K) para gases como CO<sub>2</sub> y N<sub>2</sub> a altas presiones y entre 1.000 y 2.000 W/(m<sup>2</sup>·K) para los casos de He e H<sub>2</sub>, también a altas presiones. Este problema se ve aumentado por la necesidad de trabajar a altas presiones, lo que conlleva

un aumento del espesor del tubo receptor y, por tanto, de su resistencia térmica. Este efecto se verá más adelante y se analizarán las consecuencias sobre el rendimiento térmico mediante los modelos desarrollados. En los casos de CO<sub>2</sub> o N<sub>2</sub>, dichos coeficientes de transmisión de calor se encuentran en el entorno de 980-1.130 W/(m<sup>2</sup>·K), para condiciones planteadas para la operación en CCP y presiones de hasta 75 bar [71].

Otra dificultad que añadir es el escape de HTF en las conexiones entre las partes con movimientos relativos, que requiere de juntas específicas para el trabajo con gases.

#### **2.3.4.1 Aire presurizado**

Una de sus ventajas principales es su bajo coste y su abundancia en la naturaleza, además de tratarse un gas no contaminante. Entre sus inconvenientes están principalmente su bajo coeficiente de transmisión de calor y sus mayores pérdidas de carga con respecto a otros gases como el CO<sub>2</sub>, ya que la densidad es menor a presiones y temperaturas iguales.

#### **2.3.4.2 Dióxido de carbono**

El dióxido de carbono puede ser un buen candidato, ya que se trata de un fluido no inflamable y no tóxico y ampliamente disponible. De los fluidos analizados, es el que puede llegar a reducir las pérdidas de carga en un mayor factor debido al aumento de su densidad a altas presiones.

En presencia de agua, reacciona produciendo ácido carbónico que es corrosivo para los aceros al carbono utilizados en receptores. También es incompatible a temperaturas superiores a 400 °C con los sellos de grafito de las juntas rotativas instaladas al final de los receptores.

Ha sido un gas probado en las instalaciones de la PSA durante campañas de experimentación entre los años 2008-2009.

#### **2.3.4.3 Helio**

Se trata de un gas inerte cuyas principales cualidades son su alto calor específico (cinco veces mayor que el correspondiente al aire) y su mayor coeficiente de transmisión de calor a condiciones de trabajo iguales.

Por otro lado, se trata de un gas más caro, cuya disponibilidad es más reducida y debido a que se trata de una molécula más pequeña, el diseño de sistemas estancos a su liberación se dificulta.

Existe experiencia operativa derivada de su uso en la refrigeración en reactores nucleares.

#### **2.3.4.4 Nitrógeno**

Su mayor ventaja es la disponibilidad y menores problemas en operación pero, por otro lado, presenta la desventaja de las altas pérdidas de carga con respecto a otros gases como el dióxido de carbono. Al igual que en el caso del dióxido de carbono, fue un fluido ensayado en la PSA durante los años 2008 y 2009.

Biencinto y otros [122] realizaron una comparativa detallada modelando una planta basada en colectores tipo ET-100 mediante el uso del aceite térmico Therminol VP1 y nitrógeno por otro lado. La conclusión principal obtenida en este estudio es que la producción eléctrica neta, calculada por los modelos, fue similar para ambos fluidos (0,91% menor en el caso de nitrógeno), por lo que el mayor rendimiento térmico de los colectores en el caso del aceite térmico es compensado fundamentalmente por el mayor rendimiento del ciclo en el caso de nitrógeno, debido a la operación a mayores temperaturas.

En mezcla con vapor de agua se obtienen reducciones en la pérdida de carga, pero presenta problemas de condensación durante las horas nocturnas, dificultando el arranque en la mañana.

### 2.3.4.5 Hidrógeno

Se plantea como una de las soluciones más prometedoras de cara al almacenamiento de energía.

El mayor problema es que no se encuentra libre en la naturaleza y debe ser obtenido a partir de otros fluidos, consumiendo energía para ello. Además, es inflamable en mezcla con aire y puede formar mezclas explosivas. También presenta problemas de estanqueidad como el caso del helio.

Se ha utilizado en algunos diseños de disco parabólico como HTF.

### 2.3.5 Metales fundidos

Son dos las alternativas principales consideradas: sodio fundido y eutéctico plomo-bismuto.

Una de las ventajas con respecto a fluidos como las sales o el aceite es el aumento del rango de operación, tanto a temperaturas altas, debido a que aumenta el punto de vaporización, como a temperaturas bajas, ya que el punto de fusión es más bajo que en el caso de las sales.

En la tabla 2.16 se comparan algunos de los valores característicos para la Sal Solar y los metales líquidos analizados para tecnología solar.

	<b>Sodio</b>	<b>Na-K</b>	<b>LBE</b>	<b>Sal solar</b>
<b>Punto de fusión (°C)</b>	98	-11	125	220
<b>Punto de ebullición (°C)</b>	890	785	1.533	565
<b>Conductividad térmica (W/(m K))</b>	119,3	26,2	13,7	0,53
<b>Densidad (kg/m<sup>3</sup>)</b>	820	749	10.139	1.804
<b>Capacidad térmica específica (kJ/(kg K))</b>	1,256	0,937	0,143	1,52
<b>Viscosidad dinámica (Pa s)</b>	0,000149	0,000176	0,00144	0,00169
<b>Número de Prandtl</b>	0,0016	0,0063	0,015	4,85

Tabla 2.16. Comparativa de propiedades físicas para Sal Solar y algunos metales líquidos [20]

Se observa que, además del aumento de la horquilla de temperaturas de operación, se puede destacar la mayor conductividad térmica, lo que permite tener un coeficiente de transmisión de

calor mayor. Esto favorece la disminución de las tensiones en tubos y la mejora del rendimiento térmico. Por otro lado, aunque la viscosidad es un orden de magnitud menor, la densidad es menor, por lo que la pérdida de carga para igual flujo dependerá de los tipos de metal o sal que se comparen.

Debido a que el número de Prandtl presenta valores muy bajos en el caso de los metales fundidos las correlaciones a utilizar no se basan en el número de Reynolds y Prandtl, como es habitual en el resto de los fluidos analizados, sino que se deben expresar en función de Peclet (que recoge la relación entre el término convectivo y de difusión térmica). En [114] se pueden encontrar correlaciones adecuadas para metales fundidos.

### 2.3.5.1 Sodio fundido

En el caso del sodio fundido, además de la experiencia operativa en tecnología nuclear, se ha evaluado en dos proyectos experimentales:

- Entre los años 1.981-82 se sometió a test un receptor central situado en los laboratorios Sandia, llegando a obtener rendimientos térmicos entre 90-96% [123], operando entre las temperaturas de 288 y 593 °C.
- En el año 1.981 se lanza el primer receptor solar para el ensayo de sodio como HTF, el SSPS (Small Solar Power System) situado en la PSA, Almería [123-124]. Se evaluaron dos tipos de receptor, en cavidad con un rendimiento térmico del 88% y en receptor externo, con un rendimiento térmico del 92%. El receptor operaba entre las temperaturas de 270 y 530 °C

Uno de los problemas principales del sodio fundido es su reacción rápida con liberación de calor, en presencia de agua. En el caso de las instalaciones de la PSA, un incendio provocó el cese de la operación.

En este caso, a diferencia de otros fluidos, la conductividad y, por tanto, el coeficiente de transmisión de calor, disminuyen al aumentar la temperatura. Aun así, se mantiene en valores promedio del orden de 10 veces superiores a los casos de sales o aceites para las temperaturas de operación típicas de estos últimos. Como consecuencia, los receptores de sodio pueden funcionar con un flujo de radiación solar pico alto (2,5 MW/m<sup>2</sup> en el caso de los ensayos en SSPS), mucho mayor que las sales solares (0,8 MW/m<sup>2</sup>). Según [20] los valores del coeficiente de transmisión de calor convectivo para el sodio fundido oscilan entre 35.000 y 60.000 W/(m<sup>2</sup>·K), en función de la temperatura (100-800 °C).

Aunque su punto de fusión es inferior al de las sales comerciales, sigue siendo mayor a la temperatura ambiente, por lo que necesita de calentamiento externo para evitar su solidificación. Sin embargo, mezclado con potasio (77,8% de potasio) forma un eutéctico cuya temperatura de fusión se reduce a -11 °C, eliminando la necesidad de calentamiento externo [125].

En un estudio comparativo realizado entre Hitec y Na como HTF para un CTC [126] se obtiene que el uso de sodio fundido puede conseguir una reducción del área de absorción de hasta un 57%, debido a la mayor concentración que permite su alta conductividad. Por otro lado, el sodio debe estar totalmente aislado del exterior y su coste por kilogramo es del orden de un 200% superior al de las sales fundidas.



### 2.3.5.2 Eutéctico plomo-bismuto (LBE)

El eutéctico plomo-bismuto tiene la ventaja fundamental de poder ampliar el rango de operación, debido al aumento de su temperatura de vaporización.

Sin embargo, la conductividad es bastante inferior a la del sodio fundido. Por otro lado, su alta densidad le hace un buen candidato para el almacenamiento térmico, ya que disminuye el volumen de almacenamiento.

Uno de los mayores problemas es la alta solubilidad de metales como cobre o níquel a 600 °C, lo que le hace incompatible con aceros inoxidables, a menos que se le añadan inhibidores que formen capas protectoras, como zirconio, titanio u oxígeno [127]. Otros materiales propuestos son: algún cerámico ternario como el  $Ti_3SiC_2$  que muestra buena resistencia a la corrosión en temperaturas hasta 750 °C y el carburo de silicio que muestra igualmente buen comportamiento en temperaturas hasta 800 °C [127].

Para el ensayo de este eutéctico se encuentra en desarrollo un pequeño sistema de concentración de energía solar mediante un heliostato que refleja la radiación solar sobre un disco parabólico que a su vez la concentra sobre un receptor tubular sobre el que se hace circular dicho eutéctico. El sistema, denominado SOMMER [128], está dimensionado para una potencia térmica de 10 kW y se construirá en Alemania dentro de una iniciativa conjunta del Instituto de Tecnología de Karlsruhe (KIT) y el DLR.

Aunque el sodio tiene características mucho mejores de transferencia de calor que el LBE, en este caso los valores del coeficiente de transmisión de calor convectivo oscilan entre 8.000 y 11.000  $W/(m^2 \cdot K)$  [20], en función de la temperatura (150-1.200 °C), las medidas de seguridad asociadas y estudios realizados en los que se apunta al LBE como el fluido que reduce las irreversibilidades [28], hacen que sea una interesante alternativa al sodio fundido.

### 2.3.6 Partículas sólidas

Este medio de transferencia se está probando de manera intensa en colectores de torre central y representa una alternativa interesante para llegar a operar a las temperaturas necesarias para llegar a los rendimientos globales buscados.

Permite alcanzar temperaturas superiores a las del resto de fluidos sin necesidad de calentamiento auxiliar para evitar cambio de fase. Otra de las ventajas importantes es su capacidad para poder funcionar en configuraciones de absorción directa, de tal modo que se evita la resistencia térmica intermedia.

Una de las principales dificultades es el diseño de sistemas de transporte para partículas, el ajuste del tiempo de irradiación y las pérdidas de partículas en algunos diseños.

En este caso la selección del material óptimo para las partículas depende de dos factores fundamentalmente, que están relacionados con su interacción con la radiación, la absorptividad y la emisividad.

	Absortividad	Emisividad	Rendimiento del absorbedor
<b>Carbo HSP<sup>9</sup></b>	0,934	0,843	0,864
<b>CarboProp 40/70<sup>10</sup></b>	0,929	0,803	0,862
<b>CarboProp 30/60<sup>10</sup></b>	0,894	0,752	0,831
<b>Accucast ID50K<sup>10</sup></b>	0,906	0,754	0,843
<b>Accucast ID70K<sup>10</sup></b>	0,909	0,789	0,843
<b>Arenas (sílice)</b>	0,55	0,715	0,49
<b>Recubrimiento Pyromark 2500</b>	0,97	0,88	0,897

Tabla 2.17. Comportamiento frente a la radiación en el espectro solar para las superficies de distintos tipos de partículas propuestos para su uso en colectores de torre central [105]

Tal y como se observa en la tabla 2.17, la absortividad es inferior a la que presenta el recubrimiento selectivo utilizado en colectores de torre central. Sin embargo, la emisividad también es menor y al tratarse de una absorción directa, no existe una resistencia térmica significativa que provoque el aumento de las pérdidas térmicas al exterior.

El caso del análisis de partículas con absorción directa de radiación requiere de la adaptación del modelo analítico desarrollado a este diseño particular. Por tanto, que queda como trabajo futuro la extrapolación de la metodología utilizada en esta tesis al caso de receptores con partículas.

Para partículas con absorción indirecta, la aplicación del modelo desarrollado es más directa y, por tanto, se obtendrán algunas conclusiones en el capítulo 5 referentes a su rendimiento térmico.

## 2.4 Recubrimientos selectivos

El objetivo de dicho recubrimiento es doble, por un lado, aumentar la absortividad de la superficie del receptor en el rango de longitudes de onda del espectro solar a nivel de suelo y, por otro lado, reducir la emisividad de dicha superficie en el espectro de longitudes de onda con las que emitiría dicha superficie a la temperatura de trabajo.

Se pueden identificar dos grandes grupos en función de la temperatura de operación:

- Temperatura media, hasta 400 °C. Caso de los recubrimientos habituales en colectores cilindro-parabólicos.
- Temperaturas altas, por encima de 400 °C.

Sin embargo, esta división inicial se va diluyendo a medida que se van desarrollando recubrimientos de temperaturas altas con prestaciones similares a aquellos de temperaturas medias.

Son dos las dificultades a la hora de mantener prestaciones adecuadas a temperaturas altas:

- Su degradación en presencia de aire.
- La reducción de la emisividad manteniendo una absorción alta, ya que una alta absorción lleva asociada una alta emisividad por la ley de Kirchoff.

<sup>9</sup> Se trata de bauxitas sinterizadas

Existen varias opciones de diseño y mecanismos físicos para crear una superficie de alta absorción solar. Entre ellos, se utilizan de manera frecuente los materiales compuestos de mezclas metálicas y compuestos dieléctricos que dan lugar a los llamados Cermet (metal cerámico) y, que son ampliamente utilizados.

El primer material cermet desarrollado y aplicado en CCP fue el compuesto por Mo-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. Demostró unas buenas propiedades óptico-térmicas pero con una durabilidad reducida, ya que se degradaba formando una capa blanca en el vidrio exterior cuando se exponía al aire a temperaturas por encima de 300 °C.

Desde el primer revestimiento, son muchos los materiales que se han simulado y ensayado con mayor o menor éxito. Un importante esfuerzo fue el realizado por el NREL, que ensayó y simuló varios recubrimientos entre los que el material llamado NREL #6 que producía una mejora del importante de sus prestaciones frente a los recubrimientos existentes en 2008 [129]. En la fig. 2.39 se observan sus prestaciones frente al revestimiento de referencia en 2008 y lo que serían las prestaciones ideales.

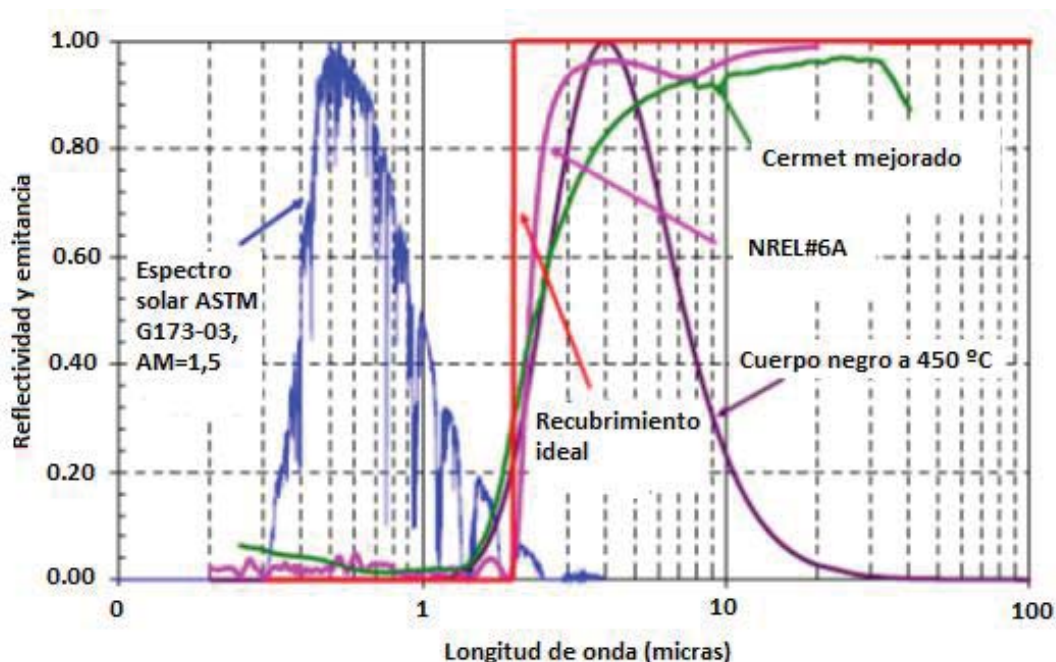


Fig. 2.39. Espectro de irradiación solar directa, curva de reflectividad de un recubrimiento ideal, espectro de emisión de un cuerpo negro a 450 °C y curvas de reflectividad de Cermet mejorado y NREL#6 [129]

Sin embargo, las propiedades simuladas para NREL#6 no pudieron ser refrendadas mediante los experimentos. Dicho recubrimiento se utilizará en el capítulo 5 de esta tesis como referencia de recubrimientos con características alcanzables en un futuro.

En la tabla 2.18 se puede observar la evolución en las propiedades óptico-térmicas de los recubrimientos selectivos.

Temperatura (°C)	Original Mo-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Cermet	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Cermet	NREL#6
	Absortividad solar		
	0,938	0,954	0,959
Emisividad en el espectro solar			
25	0,061	0,052	0,027
100	0,077	0,067	0,033
200	0,095	0,085	0,04
300	0,118	0,107	0,048
400	0,146	0,134	0,061
450	0,162	0,149	0,07
500	0,179	0,165	0,082

Tabla 2.18. Datos de absorptividad y emisividad en función de la temperatura para los recubrimientos: Mo-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> original, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Cermet y NREL#6 [129]

En 2012 los recubrimientos comerciales eran los mostrados en la tabla 2.19.

Compañía	Recubrimiento	Absortividad solar	Emisividad solar	Estabilidad térmica
Angelantoni- ENEA, Italia	Mo-SiO <sub>2</sub>	0,94	0,13 (580 °C)	580 °C en vacío
	W/W-Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> /Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,93	0,10 (400 °C) 0,14 (550 °C)	
Siemens, Alemania	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> basado cermet	0,96	0,10 (400 °C)	400 °C
	Mo- Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,96	0,16 (350 °C)	350-500 °C en vacío
	W- Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,96	0,16 (350 °C)	350-500 °C en vacío
SCHOTT, Alemania	-	0,95	0,10 (400 °C)	500 °C en vacío

Tabla 2.19. Recubrimientos selectivos comerciales en 2012 [130]

Son varios los desarrollos que se están haciendo en la actualidad en el campo de los recubrimientos selectivos, sin embargo, muchos de los datos pertenecen al secreto industrial y no se pueden confirmar con garantías sus propiedades óptico-térmicas. En base a las referencias que se han podido consultar, tan sólo el recubrimiento desarrollado por ASE ha demostrado mantener sus propiedades ópticas a temperaturas de hasta 450 °C en contacto con aire, con una absorptividad de 0,95 y una emisividad inferior a 0,1 para una temperatura de 400 °C [131-132]. Para buscar recubrimientos selectivos estables en aire a altas temperaturas es necesario conseguir que las distintas capas que lo componen sean estables. En la actualidad existen algunas opciones que podrían combinarse dando lugar a recubrimientos estables en aire hasta 550 °C.

Otro paso importante que dar es la estandarización de los ensayos de durabilidad de recubrimientos selectivos para media y alta temperatura, con el objetivo futuro de extender la vida real de estos recubrimientos a los 25 años.

En la actualidad, para altas temperaturas se utiliza el tratamiento Pyromark Series 2500, que es una pintura que puede trabajar a las temperaturas típicas de receptores de torre central. Se trata de un recubrimiento que alcanza una absorptividad de 0,96-0,97 (con mínima variación

entre 22 y 650 °C); tiene un coste bajo y es fácil de aplicar [133]. Sin embargo, la emisividad también es alta, entre 0,86 y 0,88 para temperaturas entre 400-800 °C aproximadamente; por lo que las pérdidas térmicas al exterior son también altas. También se acaba degradando con el tiempo cuando se encuentra en contacto con el aire.

El rendimiento del recubrimiento selectivo se define según la ec. 2.38, teniendo en cuenta la absorptividad.

$$\eta_{sel} = \frac{(\dot{q}_{abs}'' \cdot \alpha_{solar} - \varepsilon_{ext} \cdot \sigma \cdot T_{ro}^4)}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 2.38}$$

Se obtiene que el valor del rendimiento en el caso de Pyromark 2500 es 0,89 (para una temperatura del receptor de 700 °C y un flujo de radiación de 600 kW/m<sup>2</sup>); cuyo valor sirve como referencia en el desarrollo de nuevos materiales competitivos.

Se puede demostrar cómo a temperaturas de operación de 700 °C en receptor con concentraciones de 500 kW/m<sup>2</sup>, el porcentaje de contribución de la emisividad es un 10% con respecto al término de absorptividad [21]. A medida que se aumenta la concentración, este porcentaje se reduce aún más. Sin embargo, a temperaturas más altas la emisividad comienza a tener un mayor peso, por lo que la combinación de valores de emisividad y absorptividad óptima dependerá de la temperatura de operación, entre otros parámetros.

Por otro lado, esta expresión no tiene en cuenta la temperatura de operación en el fluido, sino directamente la del receptor. En algunos casos como la operación con fluidos de bajo coeficiente de transmisión de calor la diferencia entre ambas puede ser importante, de tal modo que las conclusiones pueden ser diferentes en función del fluido de trabajo. El modelo desarrollado permitirá introducir este efecto de manera directa y analizar en qué rangos de trabajo comienza a tener una importancia relevante.

Con el objetivo de evaluar las prestaciones de los recubrimientos existentes y en desarrollo se ha creado una regla adicional (ec. 2.39, Figure Of Merit (*FOM*)), que permite clasificar los distintos recubrimientos [134].

$$FOM \left( \frac{W}{cm^2} \right) = 60 \cdot \alpha_{solar} - 5 \cdot \left[ (\varepsilon_{80 \text{ °C}} + \varepsilon_{2400 \text{ nm}}) / 2 \right] \quad \text{Ec. 2.39}$$

Donde  $\alpha_{solar}$ ,  $\varepsilon_{80 \text{ °C}}$  y  $\varepsilon_{2400 \text{ nm}}$  son la absorptividad solar, la emisividad a 80 °C y la emisividad para una longitud de onda de 2400 nm, respectivamente. Las constantes 60 y 5 tienen unidades de W/cm<sup>2</sup> y representan el flujo de radiación incidente por unidad de superficie típico en un receptor central y la potencia emitida por unidad de superficie de un cuerpo negro a 700 °C, respectivamente. El término de emisividades da una idea de la emisividad promedio en el espectro de interés.

En el caso de Pyromark, los valores de *FOM* son de 53,3 (con  $\alpha_{solar} = 0,964$ ,  $\varepsilon_{80 \text{ °C}} = 0,862$  y  $\varepsilon_{2400 \text{ nm}} = 0,96$ ) [134]. Por otro lado, superficies de acero inoxidable 304L tratadas mediante granallado presentan valores de 37,7 (con  $\alpha_{solar} = 0,67$ ,  $\varepsilon_{80 \text{ °C}} = 0,46$  y  $\varepsilon_{2400 \text{ nm}} = 0,52$ ) sin tratamiento térmico y 46,6 (con  $\alpha_{solar} = 0,83$ ,  $\varepsilon_{80 \text{ °C}} = 0,71$  y  $\varepsilon_{2400 \text{ nm}} = 0,6$ ) con tratamiento térmico [134].

En los laboratorios Sandia y como parte de la iniciativa Sunshot, se han probado varios materiales y modos de adición de capas de recubrimiento, obteniendo en algunos casos

combinaciones de materiales que pueden ser competitivos con Pyromark. En la tabla 2.20 se dan algunos valores [135].

Material	$\alpha_{solar}$	$\epsilon_{80\text{ }^{\circ}\text{C}}$	$\epsilon_{2400\text{ nm}}$	FOM (W/cm <sup>2</sup> )
NiCo <sub>2</sub> O <sub>4</sub>	0,91	0,3	0,95	51,42
FeCo <sub>2</sub> O <sub>4</sub>	0,8	0,17	0,81	45,51
CoFe <sub>2</sub> O <sub>4</sub>	0,82	0,2	0,66	47,01
CuCo <sub>2</sub> O <sub>4</sub>	0,89	0,22	0,82	50,76
(NiFe)Co <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	0,88	0,34	0,7	50,16
SS304L (sin tratamiento térmico)	0,46	0,24	0,58	25,52
SS304L	0,62	0,13	0,6	35,34

Tabla 2.20. Datos para algunos de los recubrimientos selectivos aplicados mediante deposición centrífuga, en los laboratorios Sandia [135]

Adicionalmente a su rendimiento o su valor de *FOM*, es necesario analizar la durabilidad en contacto con el aire y factibilidad de estos nuevos productos con respecto a Pyromark para evaluar si presentan alguna ventaja. Por ejemplo, la electrodeposición de Co<sub>3</sub>O<sub>4</sub> presenta un rendimiento superior al caso de Pyromark (0,91) [134], sin embargo, el envejecimiento durante 2 semanas hace que sus prestaciones bajen de las correspondientes a Pyromark sometido a las mismas condiciones.

Existen otros dos recubrimientos que pueden suponer un avance real con respecto a Pyromark:

- Recubrimiento multicapa compuesto por Ta<sub>2</sub>Si: en [136] se expone que llega a alcanzar rendimientos superiores a 0,91 en las condiciones equivalentes a Pyromark (temperatura del receptor de 700 °C y un flujo de radiación de 600 kW/m<sup>2</sup>). Bajo dichas condiciones su absorptividad es 94,5% y su emisividad a 700 °C es 0,373. Este material parece conservar las propiedades ante envejecimientos térmicos, sin presencia de aire.
- LSM Perovskit: en un estudio actual (2017) [137], en el que se compara el *LCOE* para Pyromark, Co<sub>3</sub>O<sub>4</sub> y LSM Perovskite, suponiendo una planta de torre central de 100 MW<sub>e</sub>, se obtiene como conclusión que ninguno de ellos supera a Pyromark.

En el capítulo 5 se analizarán los valores correspondientes a estos recubrimientos, con los modelos desarrollados, de cara a evaluar la influencia de factores como el fluido, el flujo de radiación y la temperatura de operación del fluido.

## 2.5 Ciclos de potencia en plantas de generación eléctrica por concentración solar

Debido a que en esta tesis se tratan, fundamentalmente, los colectores utilizados en plantas de generación eléctrica habrá que considerar el efecto que pueda tener, sobre el rendimiento del ciclo, cualquier modificación en el rendimiento térmico. Se incluirán brevemente algunos detalles sobre los ciclos más comunes en este tipo de plantas sin entrar en profundidad, ya que sólo se tendrá en cuenta de manera aproximada para estimar el rendimiento global de la planta.

El HTF transmitirá el calor, generalmente, al fluido del ciclo (disposición indirecta del ciclo), de modo que serán los ciclos y fluidos convencionales los que se acoplarán a las plantas termosolares. En el caso que sea el HTF el mismo fluido del ciclo, se denominarán ciclos directos.

Los ciclos utilizados en plantas de concentración solar para generación eléctrica son: Rankine, Brayton y Stirling. En la fig. 2.40 se pueden observar las diferentes formas de generación eléctrica solar y los ciclos que se pueden encontrar en las plantas actuales para cada una de las tecnologías.

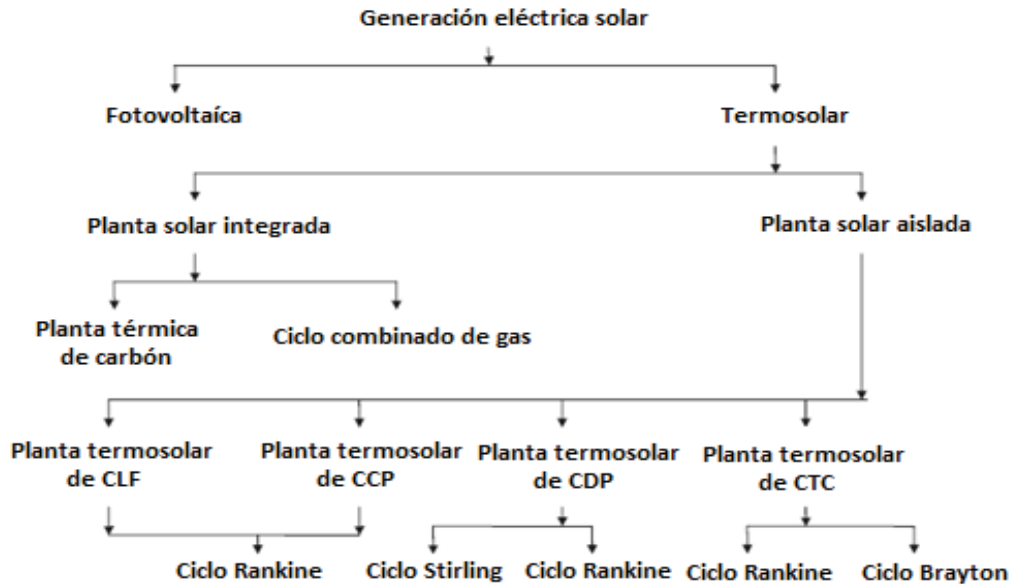


Fig. 2.40. Formas de generación eléctrica solar y ciclos de potencia para cada una de las tecnologías de colector [138]

En las siguientes líneas se comentan algunos de los detalles principales de estos ciclos.

**Ciclo de Rankine:** Se trata de un ciclo habitual en centrales térmicas que involucran biomasa, combustibles fósiles y energía nuclear. En la fig. 2.41 se puede observar el esquema de una planta SEGS que está basada en CCP con un ciclo Rankine acoplado.

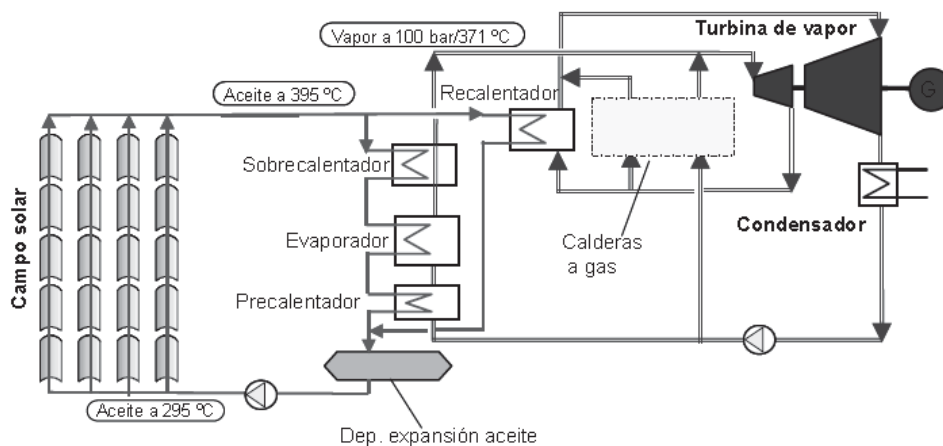


Fig. 2.41. Esquema de una planta SEGS [139]

La eficiencia térmica de estos ciclos depende, fundamentalmente, de la temperatura y la presión del vapor fundamentalmente. En función de estas condiciones se pueden clasificar los ciclos según la tabla 2.21:

Vapor	Temperatura (°C)	Presión (MPa)	Rendimiento térmico (%)
<b>Subcrítico</b>	450/565	16,5	36-38
<b>Supercrítico</b>	565/585	>24,8	38-41
<b>Ultra-supercrítico</b>	593/621 y superior	>24,8	41-42
<b>Ultra-supercrítico avanzado</b>	677 y superior	>34,5	>42

Tabla 2.21. Clasificación de los ciclos Rankine en función de las condiciones de operación [20]

Los ciclos actuales para CCP y CLF operan en condiciones subcríticas y por debajo de la temperatura de la franja inferior de la tabla 2.21, debido a limitaciones del fluido en el caso del aceite y de la presión del sistema en el caso del agua.

El uso de sales en ambas tecnologías daría lugar a rendimientos correspondientes al rango superior de los ciclos subcríticos (38%, en la tabla 2.21). Estos rendimientos o algo superiores son los que se alcanzan en ciclos de plantas de CTC.

Si se comparan estos rendimientos con los dados por la aproximación del ciclo de Novikov (ec. 2.32), para una temperatura igual a la de alimentación al ciclo, se obtiene la fig. 2.42.

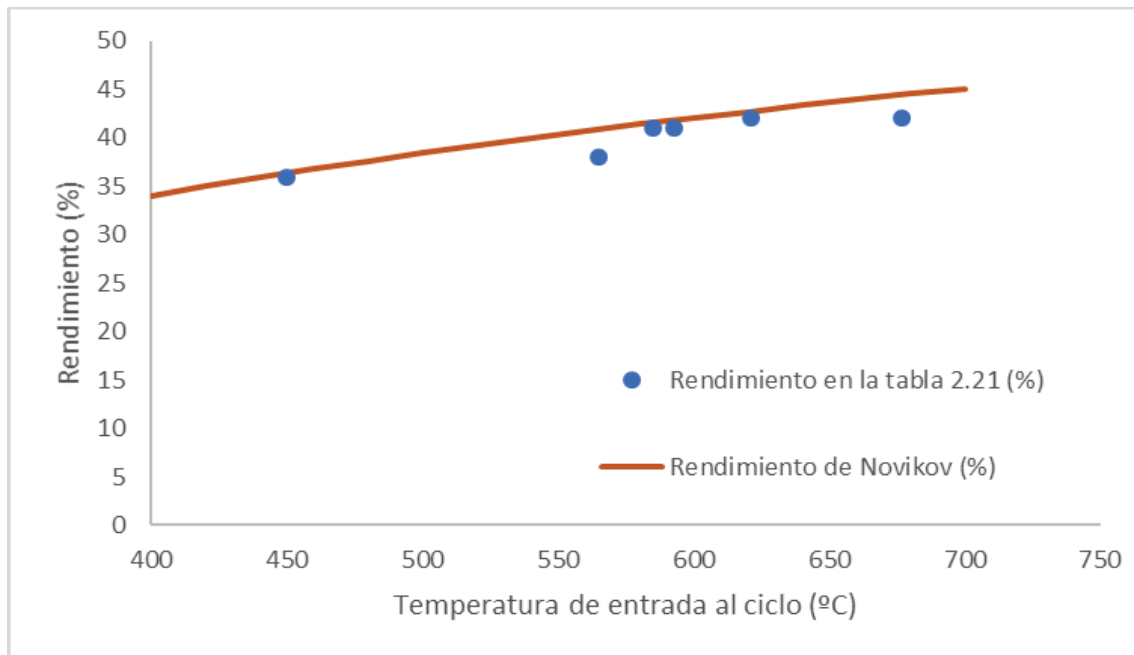


Fig. 2.42. Formas de generación eléctrica solar y ciclos de potencia para cada una de las tecnologías de colector

En la fig.2.42 se observa como el rendimiento de Novikov presenta resultados similares a los dados para ciclos Rankine tipo, por lo que puede considerarse una buena aproximación de cara a ponderar los resultados de rendimiento térmico.

En los casos analizados de ciclo de Rankine el fluido utilizado es agua, pero también se trabaja en la incorporación de ciclos ORC (aceites orgánicos como fluido del ciclo), de tal modo que aunque el rendimiento sea reducido (en el entorno del 10%) pueda ser utilizado para aprovechar energéticamente flujos de baja temperatura, con lo que podrían integrarse con ciclos de Rankine de agua.



**Ciclo Brayton:** El ciclo de Brayton usa un gas como fluido de trabajo. Si el ciclo está abierto, se puede usar aire como fluido de trabajo, mientras que para un ciclo cerrado se usan gases como helio, nitrógeno o dióxido de carbono.

Los ciclos de Brayton requieren de altas temperaturas de entrada a turbina, entre 900-1.500 °C, las cuales sólo pueden ser alcanzadas en sistema de concentración puntual, por lo que se trata de un tipo de ciclo que podrá aparecer acoplado a plantas basadas en CTC y CDP. En los casos de sistemas CTC se han propuesto conceptos de receptor innovadores que podrían operar a temperaturas incluso superiores a 1000 ° C (tablas 2.11-13).

Una de las configuraciones que puede jugar un importante papel es la generación solar híbrida basada en turbina de gas (fig. 2.43). De tal modo que el calor absorbido por el receptor solar se utiliza para calentar el aire que entra a la cámara de combustión, donde se calienta hasta la temperatura adecuada de entrada a la turbina de gas. Aguas abajo del ciclo Brayton se acopla un ciclo Rankine de modo que adquiere la configuración de ciclo combinado, aumentando el rendimiento global del sistema.

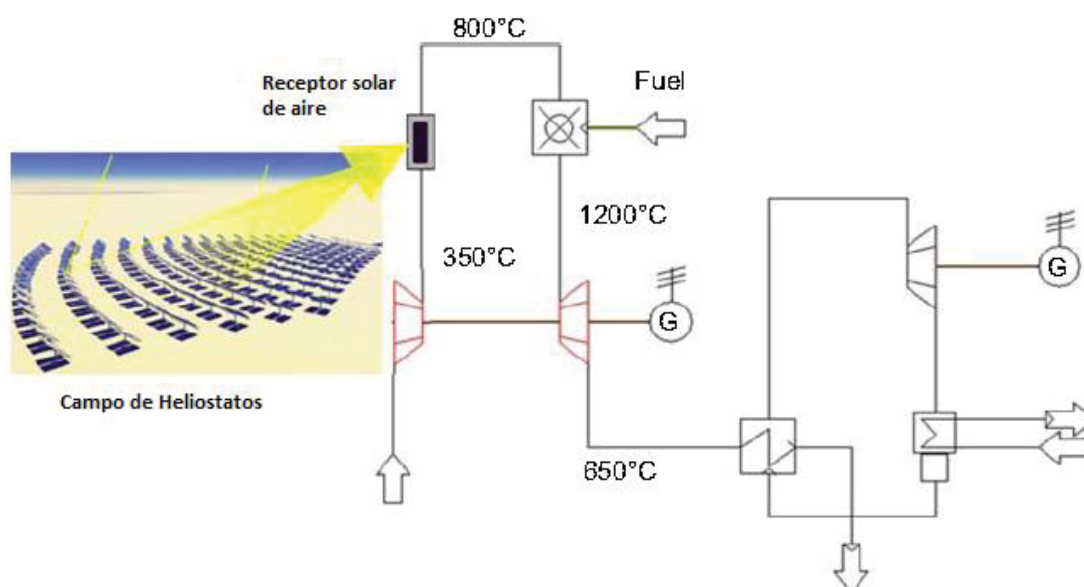


Fig. 2.43. Formas de generación eléctrica solar y ciclos de potencia para cada una de las tecnologías de colector [20]

Son varias las ventajas de este tipo de ciclos con respecto a los ciclos Rankine habituales:

- Se aumenta el rendimiento hasta el 50%.
- Se reduce el *LCOE*.
- Proporciona a la red una mayor garantía de suministro.
- Se abarata el bloque de potencia.
- Se reduce el consumo de agua.
- Se reduce el tiempo de respuesta.
- Se simplifica el control.

Por otro lado, existen varias dificultades:

- Se requieren diseños de receptor para trabajar a temperaturas altas para reducir al mínimo posible el consumo de combustible fósil.
- Optimización del circuito del gas, reduciendo consumos auxiliares y reduciendo las pérdidas.

- Reducción de la pérdida de carga en el sistema de receptores y tubería entre compresor y turbina.
- Evitar los daños en turbina debido a la pérdida de red. En este caso, debido a la mayor inercia del sistema de almacenamiento se pueden producir aceleraciones de la turbina.
- Desarrollo de sistemas de almacenamiento a alta temperatura y presión.

**Ciclo Stirling:** El ciclo de Stirling trabaja con una fuente externa de generación de calor lo que le hace un buen candidato para trabajar en plantas de energía termosolar. El alto rendimiento del motor Stirling y su facilidad para adaptarse a funcionamientos modulares, le hace un buen candidato para instalaciones de CDP, que no se tratan en esta tesis.

La inclusión de nuevos fluidos en diseños de CTC que pueden trabajar a temperaturas muy altas es una de las líneas principales en las que se trabaja de cara a mejorar el rendimiento global de las instalaciones termosolares para producción de energía eléctrica. Estos nuevos diseños tienen que ir acompañados del desarrollo de ciclos capaces de mantener rendimientos superiores a los de temperaturas inferiores. En este sentido, en la tabla 2.22 se comparan varias plantas de receptor central para una potencia térmica de 57 MW y diferentes alternativas de ciclo. Las opciones de ciclo son:

- Un ciclo Brayton de aire a 1.000 °C regenerativo con compresión en varias etapas y enfriamiento intermedio.
- Un ciclo combinado con un receptor solar trabajando a 650 °C integrado con combustión fósil hasta 1000 °C.
- Un ciclo de Brayton supercrítico con dióxido de carbono operando a 650 °C.
- Un ciclo de Rankine subcrítico para una planta que utiliza sales fundidas como HTF.

Operación nominal	Ciclo Brayton 1000 °C	Ciclo combinado	Ciclo Brayton sCO <sub>2</sub>	Sales fundidas
<b>Rendimiento de los heliostatos (%)</b>	67,8	72,1	72,1	72,1
<b>Rendimiento térmico (%)</b>	72,2	83,1	79,7	87,5
<b>Potencia hacia el bloque de potencia (MW)</b>	20,6	23,7	22,7	25,7
<b>Eficiencia del intercambio (%)</b>	95	95	95	99
<b>Potencia neta eléctrica (MW)</b>	9	21,5	10,4	10
<b>Rendimiento eléctrico (%)</b>	47,9	42,6	48,2	40
<b>Rendimiento global (%)</b>	22,3	24,2	26,4	24,9

Tabla 2.22. Eficiencias teóricas en su punto nominal para una planta de CTC suponiendo diferentes ciclos termodinámicos. Se considera una planta de 57 MW térmicos con múltiplo solar 2 y 6 h de almacenamiento [20]

Se observa que el aumento de temperatura supone, en el mejor de los casos de la tabla 2.22, una mejora del 1,5% en el rendimiento global, ya que la mejora en el rendimiento del ciclo obtenido queda reducida en parte por el rendimiento térmico del receptor. Este es un punto que se abordará en profundidad en el capítulo 5 haciendo uso de los modelos desarrollados y la aproximación del ciclo de Novikov.

Por tanto, es necesario seguir trabajando en alternativas que puedan aumentar el rendimiento del ciclo y/o reducir las pérdidas por intercambio. En el caso particular de metales líquidos, que permiten la operación a temperaturas incluso superiores a 1.000 °C, se trabaja sobre sistemas de conversión directa donde el sodio, por ejemplo, podría ser también el fluido de trabajo en el

ciclo, y por lo tanto proporcionar esquemas con alta eficiencia, eliminando la turbomaquinaria y todo el bloque de potencia. En particular, hay dos tecnologías sobre las que se trabaja:

- Las celdas AMTEC (convertidor de energía térmica a eléctrica de metal alcalino). En este sistema se hace pasar una corriente de sodio líquido a través de un electrolito sólido con una alta conductividad iónica. Termodinámicamente el sodio pasa de un estado de mayor presión a otro de menor presión siguiendo un proceso cercano a una expansión isoterma. Otra de las ventajas es que acepta altas temperaturas, cercanas a 1.000 °C.
- Sistemas de conversión de energía LMMHD (sistema magneto-hidro-dinámico de metal líquido). La mezcla del sodio fundido con un gas tiene una alta conductividad y por tanto al hacerse fluir por un campo magnético genera energía eléctrica.

Para ambos sistemas se plantea una integración con ciclos Brayton o Rankine aguas abajo de manera que se puedan obtener rendimientos altos.

## 2.6 Sistemas de almacenamiento de energía (TES)

Tal y como se comentó en la introducción, hoy en día un punto fundamental en la generación de energía eléctrica termosolar es el almacenamiento de energía. Es este aspecto el que la hace competitiva a día de hoy y la convierte en una tecnología con una contribución importante en el mix energético en el medio/largo plazo. Se trata de un factor poco acoplado en relación al rendimiento térmico, por lo que no sé va a entrar en profundidad en este trabajo, aunque sí puede condicionar en parte la selección del fluido, lo que influye sobre dicho rendimiento.

Este sistema permite a la planta termosolar seguir generando electricidad entre 1 y 15 h (en diseños actuales) sin circulación del HTF por el sistema de colectores. Los rendimientos asociados a este sistema suelen ser altos, del 99% en algunos casos.

Los sistemas de almacenamiento se pueden clasificar en [140]:

- En forma de calor sensible: se trata de un almacenamiento de energía por diferencia de temperaturas, pudiendo ser indirecto o directo. En el caso de almacenamiento indirecto es necesaria la introducción de un intercambiador de calor con una determinada eficacia y una pérdida de carga adicional, además del coste añadido.
- En forma de calor latente: se trata de un almacenamiento de energía por medio de un cambio de fase. Los sistemas actuales se basan en el cambio de fase entre sólido y líquido fundamentalmente. Para medias y altas temperaturas se utilizan sales. Los problemas fundamentales vienen dados por solidificaciones locales en contacto con las zonas más frías del HTF y la corrosión a altas temperaturas, además de los costes de algunas de ellas. El posible ahorro de costes producido con la introducción de plantas de generación directa de vapor tiene la desventaja de no contar con un sistema de almacenamiento eficiente.
- En acumuladores de vapor. Se trata un sistema que acumula calor en forma de vapor a alta presión y se utiliza, por ejemplo, en la planta PS-10 en Sevilla. Es el mantenimiento de esta alta presión lo que introduce un alto coste y, por tanto, se trata de un sistema que va quedando obsoleto. Pueden ser sistemas directos, en el caso de que la planta use agua con GDV o indirecto, en el caso de que no sea así.
- Mediante procesos termoquímicos.

La necesidad de operar a mayores temperaturas que las actuales, de cara a alcanzar los objetivos de reducción de costes hace que sea necesario vencer varios retos tecnológicos en estos sistemas, referentes fundamentalmente a la corrosión y el ciclado térmico.

## 2.7 Conclusiones

Los trabajos realizados para esta tesis van enfocados al desarrollo, validación y aplicación de un modelo, y sus expresiones derivadas, para el cálculo del rendimiento térmico en colectores solares. Se enfoca fundamentalmente a sistemas utilizados en la generación eléctrica ya que existe un consenso internacional, recogido a través de varios organismos, sobre el papel relevante que tendrán estos sistemas sobre el mix energético en el medio y largo plazo.

Para ello se requiere una importante reducción de costes, de manera que la tecnología sea competitiva con otras tecnologías de generación eléctrica. Así, en los últimos años varias iniciativas lanzadas por algunos gobiernos buscan potenciar la investigación en este campo. En este sentido, la mejora de los rendimientos térmicos del colector es uno de los puntos principales sobre los que se trabaja.

A lo largo de este capítulo se han desarrollado fundamentalmente aquellos aspectos relacionados con el rendimiento térmico de las tres tecnologías principales de generación eléctrica por concentración solar: CCP, CLF y CTC, atendiendo a aquellos aspectos correspondientes a los sistemas actuales y apuntando aquellos que se tienen en cuenta en las líneas de investigación. Se ha prestado especial atención a generar una importante base de datos referentes a: características geométricas, temperaturas de operación, factores de concentración, fluidos de transferencia y recubrimientos selectivos de los distintos diseños, que son los parámetros fundamentales para poder caracterizar, en capítulos posteriores, su rendimiento térmico.

De cada una de las tecnologías se puede destacar algún aspecto, que será tenido en cuenta a lo largo del desarrollo de los trabajos:

- La importante experiencia operativa y de datos referentes a los diferentes diseños, en el caso de CCP, la hace una tecnología idónea para afrontar la validación de los modelos desarrollados.
- Los sistemas de CLF ofrecen la posibilidad de generar energía eléctrica con un menor coste, pero reduciendo el rendimiento del colector fundamentalmente en su rendimiento óptico y térmico. El modelo desarrollado permite ampliar el rango de aplicación a esas regiones de menor rendimiento con una única expresión. Esto permitirá establecer comparaciones con otras tecnologías.
- Los sistemas basados en CTC representan la principal vía para el aumento del rendimiento global en planta, debido a que, a priori presentan una mayor capacidad de aumentar la temperatura de trabajo manteniendo los rendimientos térmicos en niveles altos, ya que trabajan con una mayor concentración. Aunque es la tecnología para la que mayor potencial de aplicación tiene el modelo desarrollado, también es para la que menos datos disponibles existen. Se propone un análisis global basado en datos generales mediante el modelo desarrollado, con el objetivo de orientar posibles valores sobre el rendimiento térmico esperado y futuras líneas de investigación en este campo.

También se han desarrollado aspectos relacionados con el rendimiento óptico y seguimiento solar, por varias razones:

- De cara a la implementación del modelo en herramientas de cálculo para evaluar el rendimiento anual de planta es necesario conocer aspectos como la posición solar y el rendimiento óptico para cada momento del día.
- La optimización del rendimiento térmico en muchas ocasiones entra en contraposición la mejora del rendimiento óptico, por lo que es necesario tener esto último en cuenta, de cara a llegar a conclusiones adecuadas.

Además, es necesario tener en cuenta el ciclo de potencia de modo indirecto para ponderar las conclusiones relacionadas con el rendimiento térmico. Para ello se han introducido los rendimientos de Carnot y Novikov como aproximaciones a una visión global del sistema.

Por último, se han querido poner en relevancia algunas de las dificultades tecnológicas que puedan limitar de algún modo la mejora del rendimiento térmico en cada una de las tecnologías.

## Bibliografía del capítulo 2

- [1] Carlos Pinilla Ruiz. Lección 2: Leyes de la radiación. Apuntes de Teledetección en Ingeniería Técnica de Topografía de la Universidad de Jaén <<http://www.ujaen.es/huesped/pidoceps/tel/archivos/2b.pdf>>.
- [2] Jeffrey R.S. Brownson. Solar energy conversion systems. Elsevier Inc.
- [3] Productos Solargis. Mapa mundial de DNI, <<http://solargis.com/products/maps-and-gis-data/free/download/world>>.
- [4] Buie D, A G Monger and C J Dey Sunshape distributions for terrestrial solar simulations, Solar Energy, 74 (2003) 13–122.
- [5] Charles-Alexis Asselineau and John Pye. Exergetic efficiency of point-focus concentrators using realistic flux distributions. Asia-Pacific Solar Research Conference, 2015
- [6] Keith Lovegrove and Wes Stein. Concentrating solar power technology Principles, developments and applications. Woodhead Publishing Series in Energy: Number 21 (2012)
- [7] <<http://www.testudines.org/es/articles/article/10032>>.
- [8] Ibrahim Reda and Afshin Andreas. Solar Position Algorithm for Solar Radiation Applications. NREL/TP-560-34302, 2008.
- [9] Gerro Prinsloo, Robert Dobson. High precision solar position algorithms, programs, software and source-code for computing the solar vector, solar coordinates & sun angles in Microprocessor, PLC, Arduino, PIC and PC-based sun tracking devices or dynamic sun following hardware. Editado en 2015.
- [10] <<https://www.esrl.noaa.gov/gmd/grad/solcalc/calcdetails.html>>.
- [11] Jean Meeus. *Astronomical Algorithms* Willmann-Bell 1<sup>st</sup> English edition, 1991.
- [12] <<https://midcdmz.nrel.gov/solpos/spa.html>>.
- [13] María José Montes Pita. Apuntes de la asignatura Aplicaciones térmicas de las fuentes de energía renovables, correspondientes al tema 5: Aprovechamiento Térmico de la Radiación Solar del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales de la UNED.
- [14] R. Winston, J. C. Miñano y P. Benitez. Nonimaging optics. Elsevier Academic Press, 2005
- [15] S.A. Kalogirou. “Solar thermal collectors and applications”. Progress in Energy and Combustion Science 30 (2004) 231–295.
- [16] H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degreve, G. Caceres, 2013. Concentrated solar power plants: Review and design methodology. Renewable and Sustainable Energy Reviews 22, 466–481.
- [17] Duffie, J. A. y W. A. Beckman. Procesos térmicos en energía solar. New York: Wiley, 1980
- [18] Rabl, A., 1985, “Active solar collectors and their applications”. Ed. Oxford University Press, New York (EEUU), 1-92. ISBN: 0195035461.

- [19] M. J. Montes. Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero. Tesis doctoral, 2008.
- [20] M. Blanco y L. Ramírez, “Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology”. ISBN: 978081005163. Ed. Woodhead Publishing, UK (2016).
- [21] Clifford K. Ho. Advances in central receivers for concentrating solar applications. Solar Energy (2017), article in press.
- [22] D. Yogi Goswami and Frank Kreith. Energy Efficiency and Renewable Energy Handbook. Second Edition. CRC Press, Taylor and Francis Group, 2015.
- [23] I. I. Novikov. The Efficiency of Atomic Power Stations. J. Nucl. Energy II 7, 125 (1958) [Atomnaya Energiya 3, 409 (1957)].
- [24] F. L. Curzon, B. Ahlborn. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. American Journal of Physics 43 (1975) 22-25.
- [25] H. Ouerdane, Y. Apertet, C. Goupil and Ph. Lecoeur, 2015. Continuity and boundary conditions in thermodynamics: From Carnot’s efficiency to efficiencies at maximum power. <<https://arxiv.org/pdf/1411.4230.pdf>>.
- [26] B. H. Lavenda. The thermodynamics of the Curzon-Ahlborn engines. Am. J. Phys. 75 (2007), 169-175.
- [27] Paul Gauché, Justine Rudman, Mbalenhle Mabaso, Willem A. Landman, Theodor W. von Backström and Alan C. Brent. System value and progress of CSP. Article in press Solar Energy (2017).
- [28] Ye Zhang, Peiwen Li. Minimum system entropy production as the *FOM* of high temperature heat transfer fluids for CSP systems. Solar Energy (2017), article in press.
- [29] SolarPACES web. Concentrating solar power projects. <[https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by\\_technology.cfm](https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_technology.cfm)>.
- [30] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez, 2010. Parabolic-trough solar collectors and their applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews 14 1695–1721
- [31] REE. Informe 2015 del sistema eléctrico español. <<http://www.ree.es/es/estadisticas-del-sistema-electrico-espanol/informe-anual/informe-del-sistema-electrico-espanol-2015>>
- [32] E. Lüpfert, E. Zarza-Moya, M. Geyer, P. Nava, J. Langenkamp, W. Schiel, A. Esteban, R. Osuna and E. Mandelberg. Eurotrough collector qualification complete performance test results from PSA. <[http://elib.dlr.de/99768/1/EuroTrough\\_Ises2003\\_O523\\_final\\_.pdf](http://elib.dlr.de/99768/1/EuroTrough_Ises2003_O523_final_.pdf)>
- [33] M. Günther, M. Joemann and S. Csambor. Advanced CSP Teaching Materials. Chapter 5: Parabolic Trough Technology <<http://www.energy-science.org/bibliotheque/cours/1361468741Chapter%2005%20parabolic%20trough.pdf>>.
- [34] H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degreve, G. Caceres. Concentrated solar power plants: Review and design methodology Renewable and Sustainable Energy Reviews 22 (2013) 466–481.

- [35] F. Fabrizi. Trough molten salt HTF field test experience: Experimental remarks on behaviour during operation and thermal fluid dynamics in transition states of molten salt mixtures. Workshop March 8-9, 2007.
- [36] E. Zarza, E.M. Rojas, L. González, J.M. Caballero, F.Rueda. INDITEP: the first pre-commercial DSG solar power plant. *Solar Energy* 80 (2006) 1270–1276.
- [37] Archimede company presentation. Archimede Solar Energy, Solar Receiver Tubes: The New Frontiers of Molten Salts. <ftp://angelantoni.it/company%20presentation/ASE%20-%20Company%20Presentation.PDF>.
- [38] L. Moens and D. Blake. Mechanism of Hydrogen Formation in Solar Parabolic Trough Receivers. National Renewable Energy Lab Technical Report NREL/TP-510-42468, February 2008, <http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/42468.pdf>.
- [39] O. Sohra, M. Mollenhoffa and T. Kuckelkorna. Laser induced release of encapsulated noble gas in SCHOTT receiver. *Energy Procedia* 49 (2014) 524 – 529, SolarPACES 2013.
- [40] SCHOTT Solar CSP GmbH. Stage-STE Company Presentation, March 2014. [https://www.stage-ste.eu/presentations/STAGE-STE\\_presentationSCHOTT.pdf](https://www.stage-ste.eu/presentations/STAGE-STE_presentationSCHOTT.pdf).
- [41] J. Barriga, U. Ruiz-de-Gopegui, J. Goikoetxea, B. Coto, H. Cachafeiro. Selective coatings for new concepts of parabolic trough collectors. *Energy Procedia* 49 (2014) 30 – 39, SolarPACES 2013.
- [42] H. Price, J. Netter, C. Brinham, C. Kutscher, F. Burkholder, M. Brandemuehl. Parabolic Trough Receiver Heat Loss Testing. Poster Parabolic Trough Technology Workshop, March 8-9, 2007, Golden, Colorado <http://www.nrel.gov/docs/fy07osti/41429.pdf>.
- [43] F. Burkholder and C. Kutscher. “Heat-Loss Testing of Solel’s UVAC3 Parabolic Trough Receiver” National Renewable Energy Laboratory Technical Report (2008) NREL/TP-550 - 42394. <http://large.stanford.edu/publications/coal/references/troughnet/solarfield/docs/42394.pdf>.
- [44] F. Burkholder and C. Kutscher. Heat Loss Testing of Schott’s 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver. National Renewable Energy Laboratory Technical Report (2009) NREL/TP-550-45633 <http://www.nrel.gov/docs/fy09osti/45633.pdf>.
- [45] G. Hoste and N. Schuknecht. Thermal efficiency analysis of SkyFuel’s advanced, large-aperture, parabolic trough collector. *Energy Procedia* 69 (2015) 96 – 105.
- [46] E. Céspedes, MenWirz, J.A.Sánchez-García, L. Alvarez-Fraga, R. Escobar-Galindo and C.Prieto. Novel Mo–Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> based selective coating for high temperature concentrating solar power applications. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 122 (2014) 217–225.
- [47] F. Matino and A. Maccari. Molten salt receivers operated on parabolic trough demo plant and in laboratory conditions. *Energy Procedia* 69 (2015) 481 – 486.
- [48] T. Ruegamer, H. Kamp, T. Kuckelkorn, W. Schiel, G. Weinrebe, P. Nava and K.-J. Riffelmann. Molten Salt for Parabolic Trough Applications: System Simulation and Scale Effects. Proceedings of SolarPACES; 2013.



- [49] R. Forristall, 2003, "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver" Report No. NREL/TP-550-34169, NREL, CO. USA.
- [50] Compañía SCHOTT Solar CSP GmbH. SCHOTT PTRR70 Receiver Setting the benchmark.
- [51] H. Price. Abengoa Solar. A New Generation of Parabolic Trough Technology. SunShot CSP Program Review 2013 <[https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp\\_review\\_meeting\\_042513\\_price.pdf](https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp_review_meeting_042513_price.pdf)>.
- [52] Flagsol GmbH presentation. Köln, February 2006 <[http://www.gaccwest.com/fileadmin/a\\_hk\\_sanfrancisco/Dokumente/2006\\_03\\_CSP\\_Solar\\_Day/Flagsol.pdf](http://www.gaccwest.com/fileadmin/a_hk_sanfrancisco/Dokumente/2006_03_CSP_Solar_Day/Flagsol.pdf)>.
- [53] Relloso S, Castañeda N, Domingo M. New Senertough collector development in collaboration with key components suppliers. In: SolarPACES 2008, 14<sup>th</sup>
- [54] SENERtrough®-2: Nuevo Captador Solar optimizado. <[http://www.sener-power-process.com/EPORTAL\\_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw50ed70a62ada7/senertrough2.pdf](http://www.sener-power-process.com/EPORTAL_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw50ed70a62ada7/senertrough2.pdf)>
- [55] David Rodriguez-Sanchez, Gary Rosengarten. Improving the concentration ratio of parabolic troughs using a second-stage flat mirror. Applied Energy 159 (2015) 620–632.
- [56] Andrew McMahan<sup>1</sup>, David White<sup>2</sup>, Randy Gee<sup>3</sup>, and Nolan Viljoen. Field performance validation of an advanced utility-scale parabolic trough concentrator. SolarPACES 2010 <[https://www.skyfuel.com/downloads/published/FieldPerformanceValidationParabolicTrough\(SolarPACES\)2010.pdf](https://www.skyfuel.com/downloads/published/FieldPerformanceValidationParabolicTrough(SolarPACES)2010.pdf)>.
- [57] Adrian Farr and Randy Gee. The SkyTrough™ Parabolic Trough Solar Collector. Proceedings of the ASME 2009 3<sup>rd</sup> International Conference of Energy Sustainability.
- [58] D. White, A. Mason, R. Clark. Long term performance of the skytrough solar concentrator. Proceedings of ASME 2012 6<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability & 10<sup>th</sup> Fuel Cell Science.
- [59] Jens Kötter, Stefan Decker, Raphael Detzler, Jochen Schäfer, Mark Schmitz, Ulf Herrmann. Cost Reduction of Solar fields with HelioTrough Collector.
- [60] N. Janotte, G. Feckler, J. Kötter, S. Decker, U. Herrmann, M. Schmitz, E. Lüpfer. Dynamic performance evaluation of the HelioTrough collector demonstration loop – towards a new benchmark in parabolic trough qualification. Energy Procedia 49 (2014) 109 – 117. SolarPACES 2013.
- [61] Archimede Solar Energy Company Stage-STE presentation, 2014. Archimede Solar Energy the new paradigm of the CSP Market <[https://www.stage-ste.eu/presentations/STAGE\\_STE\\_presentationASE.pdf](https://www.stage-ste.eu/presentations/STAGE_STE_presentationASE.pdf)>.
- [62] K. Riffelmann, T. Richert, P. Nava, A. Schweitzer. UltimateTrough– A significant step towards cost-competitive CSP. Energy Procedia 49 (2014) 1831 – 1839. SolarPACES 2013.
- [63] A. Schweitzer, W. Schiel, M. Birkle, P. Nava, K.-J. Riffelmann, A. Wohlfahrt, G. Kuhlmann. UltimateTrough – Fabrication, erection and commissioning of the world's largest parabolic trough collector. Energy Procedia 49 (2014) 1848 – 1857.

- [64] W. Schiel. Mit dem DLR zum “Next Generation Parabolic Trough”, 2011. <[http://www.dlr.de/Portaldata/73/Resources/dokumente/soko/soko2011/W\\_Schiel-Mit\\_DLR\\_zum\\_Next\\_Generation\\_Parabolic\\_Trough.pdf](http://www.dlr.de/Portaldata/73/Resources/dokumente/soko/soko2011/W_Schiel-Mit_DLR_zum_Next_Generation_Parabolic_Trough.pdf)>.
- [65] Joel Stettenheim. Advanced Low-Cost Receiver for Parabolic Trough Solar Power— Design for Manufacturing. CSP Program Summit 2016 <<https://energy.gov/sites/prod/files/2016/08/f33/Collectors%20AM%2001-%20Norwich%20Technologies%20-.pdf>>.
- [66] Large Aperture Trough (LAT) 73 engineered by Gossamer Space Frames and 3M. <[http://multimedia.3m.com/mws/media/8135070/large-aperture-trough-lat-73.pdf?fn=GossamerLargeApertureTrough\\_LAT7](http://multimedia.3m.com/mws/media/8135070/large-aperture-trough-lat-73.pdf?fn=GossamerLargeApertureTrough_LAT7)>.
- [67] <<http://www.sunwindenergy.com/news/new-parabolic-trough-collector-3m-and-gossamer>>.
- [68] G. Hoste and N. Schuknecht. Thermal efficiency analysis of SkyFuel’s advanced, large-aperture, parabolic trough collector. *Energy Procedia* 69 (2015) 96 – 105.
- [69] P. Marcotte, K. Manning. Development of an advanced large-aperture parabolic trough collector. *Energy Procedia* 49 (2014) 145 – 154.
- [70] D. Canavarroa, J. Chavesb, M. Collares-Pereiraa\*New optical designs for large parabolic troughs. *Energy Procedia* 49 (2014) 1279 – 1287.
- [71] J. Muñoz-Anton, M. Biencinto, E. Zarza and L.E. Díez. Theoretical basis and experimental facility for parabolic trough collectors at high temperature using gas as heat transfer fluid. *Applied Energy* 135 (2014) 373–381.
- [72] Norwich Technologies. Advanced Low-Cost Receivers for Parabolic Troughs, final report, 2013 <<https://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/1113252>>.
- [73] Norwich Technologies. Second Generation Novel High Temperature Commercial Receiver & Low Cost High Performance Mirror Collector for Parabolic Solar Trough, progress report 2016. <<https://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/1332248>>.
- [74] Gong Xiangtao, Wang Fuqiang, Wang Haiyan, Tan Jianyu, Lai Qingzhi, Han Huaizhi. Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting. *Solar Energy* 144 (2017) 185–202.
- [75] G. Kumaresan, P. Sudhakar, R. Santosh, R. Velraj. Experimental and numerical studies of thermal performance enhancement in the receiver part of solar parabolic trough collectors. Article in press *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- [76] Siddharth Suman, Mohd Kaleem Khan, Manabendra Pathak. Performance enhancement of solar collectors—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49 (2015) 192–210
- [77] H. Cachafeiro; L. Fdez. de Arevalo; R. Vinuesa; J. Goikoetxea; J. Barriga. Impact of solar selective coating ageing on energy cost. *Energy Procedia* 69 (2015) 299 – 309.
- [78] Jianfeng Lu, Qinyuan Yuan, Jing Ding, Weilong Wang, Junming Liang Experimental studies on nonuniform heat transfer and deformation performances for trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering* 109 (2016) 497–506.

- [79] Andreas Häberle, Christian Zahler, Hansjörg Lerchenmüller, Max Mertins, Christof Wittwer, Franz Trieb, Jürgen Dersch. The Solarmundo line focusing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations. In: 11<sup>th</sup> International Solarpaces Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Zurich, Switzerland, 2002.
- [80] David R. Mills, Peter Le Lièvre, Graham Morrison and Antoine Millioud. Compact linear Fresnel reflector progress. In: 13<sup>th</sup> International Solarpaces Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Seville, Spain, 2006.
- [81] Rolf Bernhard, H.-G. Laabs, Jacques de Lalaing, Markus Eck, Martin Eickhoff, Klaus Pottler, Gabriel Morin, Anna Heimsath, Andreas Georg, Andreas Häberle. Linear Fresnel collector demonstration on the PSA part I – design; construction and quality control. In: 14<sup>th</sup> International Solarpaces Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Las Vegas, USA, 2008.
- [82] Rolf Bernhard, H.-G. Laabs, Jacques de Lalaing, Markus Eck, Martin Eickhoff, Klaus Pottler, Gabriel Morin, Anna Heimsath, Andreas Georg, Andreas Häberle. Linear Fresnel collector demonstration on the PSA part II – commissioning and first performance test. In: 14<sup>th</sup> International Solarpaces Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Las Vegas, USA, 2008.
- [83] Paolo Silva. CSP basic principles, state of the art and future developments. Presentación Milán, 18 de Noviembre 2014.
- [84] M. Günther, Martin Eickhoff, Tarek Khalil, Mirko Meyer-Grünefeldt. Advanced CSP Teaching Materials. Chapter 6 Linear Fresnel Technology <<http://www.energy-science.org/bibliotheque/cours/1361468614Chapter%2006%20Fresnel.pdf>>.
- [85] David R. Mills and Graham L. Morrison. Compact linear Fresnel reflector solar thermal power plants. *Solar Energy* Vol. 68, No. 3, pp. 263–283, 2000.
- [86] Jan Fabian Feldhoff. Linear Fresnel Collectors. A Technology Overview. SFERA Summer School 2012, June 28, 2012, Almería, Spain. <[http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Fabian\\_Feldhoff\\_Linear\\_Fresnel.pdf](http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Fabian_Feldhoff_Linear_Fresnel.pdf)>.
- [87] Gabriel Morin, Jürgen Dersch, Werner Platzler, Markus Eck, Andreas Häberle. Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants. *Solar Energy* 86 (2012) 1–12.
- [88] Novatec Solar. Concentrated Solar Power by Novatec Solar. <<http://www.novatecsolar.com/40-1-Download-Centre.html>>.
- [89] SkyFuel, Inc.: Nolan Viljoen and Nate Schuknecht. Commercial Development of an Advanced, High-Temperature, Linear-Fresnel Based Concentrating Solar Power Concept. Phase 2 Final Report, 2012.
- [90] G. Morin, M. Karl, M. Mertins, M. Selig. Molten salt as a heat transfer fluid in a linear Fresnel collector commercial application backed by demonstration. *Energy Procedia* 69, 689–698.
- [91] Camille Bachelier, Robert Stieglitz. Design and optimisation of linear Fresnel power plants based on the direct molten salt concept. *Solar Energy*, article in press.
- [92] Guangdong Zhu, Tim Wendelin, Michael J. Wagner, Chuck Kutscher. History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors, *Solar Energy* 103 (2014) 639–652.

[93] William M. Conlon, Pete Johnson and Robert Hanson. Superheated steam from clfr solar steam generators. Proceedings of the ASME 2011 Power Conference POWER2011 July 12-14, 2011, Denver, Colorado, USA.

[94] Dynamic Modelling of Concentrated Solar Field for Thermal Energy Storage Integration. Conference paper, 2015; <[https://www.researchgate.net/publication/273696030\\_Dynamic\\_Modelling\\_of\\_Concentrated\\_Solar\\_Field\\_for\\_Thermal\\_Energy\\_Storage\\_Integration](https://www.researchgate.net/publication/273696030_Dynamic_Modelling_of_Concentrated_Solar_Field_for_Thermal_Energy_Storage_Integration)>.

[95] Novatec Solar. SAM Linear Fresnel solar boiler model. SAM Webinar. Web publication, 23.7.2013.

[96] Berger, M., Tovar, D., Heimsath, A., Hildebrandt, C., 2006. Receiver – Wärmeverluste und Temperaturbeständigkeit. Published Project Report of BMU-funded Project Fresnel2. <<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fb08/57206649X.pdf>>.

[97] J.D. Pye, 2008, “System Modelling of the Compact Linear Fresnel Reflector”, Ph.D. Thesis, University of New South Wales, Sydney, Australia.

[98] Industrial Solar. Technical Data Industrial Solar linear Fresnel collector LF-11. <[http://www.industrial-solar.de/content/fileadmin/user\\_upload/IS\\_Technical\\_Data\\_EN.pdf](http://www.industrial-solar.de/content/fileadmin/user_upload/IS_Technical_Data_EN.pdf)>

[99] Solar Euromed. Presentación productos, <<http://francesolarindustry.fr/wp-content/uploads/2013/03/Fiche-Solar-euromed.pdf>>.

[100] Mark Mehos, Craig Turchi, Jennie Jorgenson, Paul Denholm, Clifford Ho, and Kenneth Armijo. On the Path to SunShot: Advancing Concentrating Solar Power Technology, Performance, and Dispatchability. NREL/TP-5500-65688, 2016 <[www.nrel.gov/publications](http://www.nrel.gov/publications)>.

[101] María José Montes Pita. Receptores Solares de Concentración Avanzados, de Media y Alta Exergía, para su Integración en Sistemas Fresnel y de Torre Central. Convocatoria de Ayudas a Proyectos “Independent Thinking” UNED.

[102] J. Coventry, J. Pye. Heliostat cost reduction – where to now?. Energy Procedia 00 (2013) 000–000.

[103] Ho, C.K., Christian, J.M., Yellowhair, J., Siegel, N., Jeter, S., Golob, M., Abdel-Khalik, S.I., Nguyen, C., Al-Ansary, H., 2016a. On-sun testing of an advanced falling particle receiver system. Solarpaces 2015: International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems 1734.

[104] Ho, C.K., Christian, J.M., Yellowhair, J., Armijo, K., Jeter, S., 2016c. Performance evaluation of a high-temperature falling particle receiver. In: ASME Power & Energy Conference, Charlotte, NC, June 26–30, 2016.

[105] Clifford K. Ho. High-temperature falling particle receiver. CSP program summit 2016, SAND2016- 3641 PE. <[https://energy.gov/sites/prod/files/2016/08/f33/05-Ho\\_falling\\_particle\\_receiver\\_CSPSummit2016\\_0.pdf](https://energy.gov/sites/prod/files/2016/08/f33/05-Ho_falling_particle_receiver_CSPSummit2016_0.pdf)>.

[106] Gallo, A., Spelling, J., Romero, M., González-Aguilar, J., 2014. Preliminary design and performance analysis of a multi-megawatt scale dense particle suspension receiver. In: SolarPACES Conference, Beijing, China, 16–19 September, 2014.

[107] <<https://ec.europa.eu/inea/en/horizon-2020/projects/H2020-Energy/NEXT-CSP>>.

- [108] Benoit, H., Lopez, I.P., Gauthier, D., Sans, J.L., Flamant, G., 2015. On-sun demonstration of a 750 degrees C heat transfer fluid for concentrating solar systems: dense particle suspension in tube. *Sol. Energy* 118, 622–633.
- [109] Antonio L. Ávila-Marín. Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review. *Solar Energy*, 85 (2011) 891–910.
- [110] R. Korzynietz, J.A. Brioso, A. del Río, M. Quero, M. Gallas, R. Uhlig, M. Ebert, R. Buck, D. Teraji. Solugas – Comprehensive analysis of the solar hybrid Brayton plant. *Solar Energy* 135 (2016) 578–589.
- [111] Joshua M. Christian, Jesus D. Ortega and Clifford K. Ho. Novel tubular receiver panel configurations for increased efficiency of high-temperature solar receivers. Proceedings of the ASME 2015 9<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability ES2015.
- [112] Clifford K. Ho, Joshua M. Christian, Julius Yellowhair, Jesus Ortega, and Charles Andraka. Fractal-Like Receiver Geometries and Features for Increased Light Trapping and Thermal Efficiency. Sandia National Laboratories, report SAND2016-2698C.
- [113] Mike Wagner. CSP Gen 3 Roadmap. Gas-Phase Receiver Technology Pathway. Background and Research Overview February 1<sup>st</sup>, 2017 Sacramento, CA.
- [114] H. Benoit, L. Spreafico, D. Gauthier and G. Flamant. Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 55 (2016) 298–315.
- [115] Adrian Bejan, Sylvie Lorente, 2008. Design with Constructal Theory. John Wiley & Sons, Inc.
- [116] Dowtherm A heat transfer fluid. <[http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWC/OM/dh\\_0030/0901b803800303cd.pdf](http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWC/OM/dh_0030/0901b803800303cd.pdf)>.
- [117] Syltherm 800 heat transfer fluid. <<http://www.loikitsdistribution.com/files/syltherm-800-product-brochure.pdf>>.
- [118] Therminol VP1 heat transfer fluid. <<http://twf.mpei.ac.ru/tthb/hedh/hf-vp1.pdf>>.
- [119] K. Vignarooban, Xinhai Xu, A. Arvay, K. Hsu and A.M. Kannan. Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review. *Applied Energy* 146 (2015) 383–396.
- [120] HITEC heat transfer salt. Report of Coastal Chemical Co. LLC, Houston, TX. Available from: <<http://stoppingclimatechange.com/MSR%20-%20HITEC%20Heat%20Transfer%20Salt.pdf>>.
- [121] Sau S, Corsaro N, Crescenti T, D\_ottavi C, Liberatore R, Licocchia S, Russo V, Tarquino P, Tizzoni AC. Techno-economic comparison between CSP plants presenting two different heat transfer fluids. *Applied Energy* 168 (2016) 96-109.
- [122] Mario Biencinto, Lourdes González, Eduardo Zarza, Luis E. Díez, Javier Muñoz-Antón. Performance model and annual yield comparison of parabolic-trough solar thermal power plants with either nitrogen or synthetic oil as heat transfer fluid. *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 238–249.

- [123] J. Pacio; A. Fritsch, C. Singer and R. Uhlig. Liquid metals as efficient coolants for high-intensity point-focus receivers: implications to the design and performance of next generation CSP systems. *SolarPces 2013, Energy Procedia* 49 (2014) 647 – 655.
- [124] J. Wolfgang and C. Schiel. Testing an external sodium receiver up to heat fluxes of 2,5 MW/m<sup>2</sup>: results and conclusions from the IEA-SSPS high flux experiment conducted at the central receiver system of the Plataforma Solar de Almería (Spain). *Solar Energy* 41 (1988) 255-265.
- [125] J. Pacio, T. Wetzel. Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems. *Solar Energy* 93 (2013) 11-22.
- [126] Nicholas Boerema, Graham Morrison, Robert Taylor and Gary Rosengarten. Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems *Solar Energy* 86 (2012) 2293–2305.
- [127] J. Pacio, Cs. Singer, Th. Wetzel, R. Uhlig. Thermodynamic evaluation of liquid metals as heat transfer fluids in concentrated solar power plants. *Applied Thermal Engineering* 60 (2013) 295-302.
- [128] J. Flescha, A. Fritschb, G. Cammia, L. Maroccoa, F. Fellmosera, J. Pacioa, Th. Wetzela. Construction of a test facility for demonstration of a liquid lead-bismuth-cooled 10 kW thermal receiver in a solar furnace arrangement – SOMMER. *Energy Procedia* 69 (2015) 1259 – 1268.
- [129] Cheryl E. Kennedy. Progress to develop an advanced solar-selective coating. 14<sup>th</sup> Biennial CSP SolarPACES (2008) Symposium, Las Vegas, USA.
- [130] N. Selvakumar, Harish C. Barshilia. Review of physical vapor deposited (PVD) spectrally selective coatings for mid- and high-temperature solar thermal applications. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 98 (2012) 1–23.
- [131] O. Raccurt, A. Disdier, D. Bourdon, S. Donnola, A. Stollo and A. Gioconia. Study of the stability of a selective solar absorber coating under air and high temperature conditions. *Energy Procedia* 69 (2015) 1551 – 1557.
- [132] E. Céspedes, MenWirz, J.A. Sánchez-García, L. Alvarez-Fraga, R. Escobar-Galindo and C. Prieto. Novel Mo–Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> based selective coating for high temperature concentrating solar power applications. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 122 (2014) 217–225.
- [133] Ho, C. K.; Mahoney, A. R.; Ambrosini, A.; Bencomo, M.; Hall, A.; Lambert, T. N. “Characterization of Pyromark 2500 for High-Temperature Solar Receivers.” In *Proceedings of the ASME 2012 Energy Sustainability and Fuel Cell Conference*, San Diego, CA, July 23 – 26, 2012; ASME, Ed. San Diego, CA, 2012.
- [134] Aaron Hall, Andrea Ambrosini and Clifford Ho. *Solar Selective Coatings for Concentrating*. *Advanced Materials & Processes*, January 2012, 28-32.
- [135] Andrea Ambrosini. High-Temperature Solar Selective Coating Development for Power Tower Receivers. Review meeting, <[https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp\\_review\\_meeting\\_042413\\_ambrosini.pdf](https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp_review_meeting_042413_ambrosini.pdf)>.

[136] M. H. Gray, R. Tirawat, K. A. Kessinger and P. F. Ndione. High temperature performance of high-efficiency, multi-layer solar selective coatings for tower applications. *Energy Procedia* 69 (2015) 398 – 404.

[137] Antoine Boubault, Clifford K. Ho, Aaron Hall, Timothy N. Lambert, Andrea Ambrosini. Durability of solar absorber coatings and their cost-effectiveness. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 166 (2017) 176–184.

[138] V. SivaReddy, S.C. Kaushik, K.R.Ranjan, S.K.Tyagi. State-of-the-art of solar thermal power plants— A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 27 (2013) 258–273.

[139] M. Romero. Energía Solar termoeléctrica. JORNADAS SOBRE LA ENERGÍA: “*La energía de mañana*”, 16-17 octubre 2008 (Escuela Politécnica Superior de la Universidad de Girona).

[140] J. Sattler, B. Hoffschmidt, M. Günther and M. Joemann. Advanced CSP Teaching Materials. Chapter 9: Thermal Energy Storage <<http://www.energyscience.org/bibliotheque/cours/1361468741Chapter%2005%20parabolic%20trough.pdf>>.

## Listado de símbolos capítulo 2

### Acrónimos

AMTEC	Alkali Metal Thermoelectric Converter (convertidor de energía térmica a eléctrica de metal alcalino)
ASE	Archimede Solar Energy
CANDU	CANada Deuterium Uranium (reactor nuclear refrigerado por deuterio)
CCP	Colectores Cilindro-parabólicos
CDP	Colectores de Discos Parabólicos
CFD	Computational Fluid Dynamics (fluidodinámica computacional)
CIEMAT	Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas
CLF	Colectores Lineales Fresnel
CLFC	Compact Linear Fresnel Collector (colector lineal Fresnel compacto)
CNRS	Centre Nationale de Reserche Scientifique (centro nacional de investigaciones científicas de Francia)
CPC	Compound Parabolic Concentrator (concentrador parabólico secundario)
CRES	Compañía Regional de Energía Solar
CSP	Concentrated Solar Power (energía solar por concentración)
CSIRO	Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation (organización para la investigación científica e industrial de la Commonwealth)
CSR	CircumSolar Ratio (-)
CTC	Colectores de torre central
DHI	Diffuse Horizontal irradiance (radiación difusa horizontal ( $W/m^2$ ))
DISS	Direct Solar Steam (proyecto de investigación para GDV)
DLR	centro aerospacial alemán
DNI	Direct Normal irradiance (radiación solar directa ( $W/m^2$ ))
DOE	Department Of Energy (departamento de energía de EE.UU.)
DSG	Direct Steam Generation (generación directa de vapor)
DSP	Dispatchable Solar Power (energía solar despachable)
EE.UU.	Estados Unidos
ENEA	Ente per le Nuove tecnologie, l'Energia e l'Ambiente (ente para las nuevas tecnologías, energía y medio ambiente)
ET	EuroTrough (diseño de colector solar)
FOM	Figure Of Merit (figura de mérito)
FP7	Seventh Framework Programme (séptimo programa marco)
GDV	Generación Directa de Vapor
GHI	Global Horizontal irradiance (radiación global horizontal ( $W/m^2$ ))
HCE	Heat Collector Element (tubo receptor unitario)
HTF	Heat Transfer Fluid (fluido de transferencia de calor)
IAM	Incident Angle Modifier (modificador del ángulo de incidencia (-))
IEA	International Energy Agency (agencia internacional de energía)
IR	InfraRed (infrarrojo)
ISCC	Integrated Solar Combined Cycle
KIT	Instituto de Tecnología de Karlsruhe
LAT	Large Aperture Trough (colector de gran apertura)
LBE	Lead-Bismut Eutectic (eutéctico de plomo-bismuto)
LBL	Lawrence Berkeley Laboratories (laboratorios de Lawrence Berkeley)
LCOE	Levelized Cost Of Electricity (coste nivelado de energía)
LMMHD	Liquid Metal MagnetoHydroDynamic (sistema magneto-hidro-dinámico de metal líquido)



LSM	Lanthanum Strontium Manganite
NOAA	National Oceanic and Atmospheric Administration (administración nacional oceánica y atmosférica de los EE.UU.)
NREL	National Renewable Energy Laboratories (laboratorios nacionales de energías renovables de EE.UU.)
OSU	Oregon State University
ORC	Organic Rankine Cycle
PE	Puerto Errado
PSA	Plataforma Solar de Almería
PTR	Parabolic Trough Receiver (receptor cilíndrico-parabólico)
REE	Red Eléctrica de España
SAM	System Advisor Model
SCA	Solar Collector Assembly (unidad del colector que se mueve solidariamente)
SCE	Solar Collector Element (módulo de colector)
SEGS	Solar Electricity Generating Systems (sistemas de generación eléctrica solar)
SFERA	Solar Facilities for the European Research Area (área de instalaciones solares de investigación europea)
SHP	Solar Heat and Power (compañía solar predecesora de Ausra)
SI	Sistema Internacional
SMS	Simultaneous Multiple Surface (colector de múltiples superficies)
SOLHYCO	SOLar HYbrid power and COgeneration plants
SOLUGAS	Solar Up-scale Gas Turbine System (sistema solar de turbina de gas escalada)
SPG	Solar Power Group (compañía de tecnología solar)
SSG	Solar Steam Generator (generador de vapor solar)
SSPS	Small Solar Power System (sistema solar de pequeña potencia)
TAI	Tiempo Atómico Internacional
TDT	Terrestrial Dynamic Time (tiempo terrestre dinámico (s))
TES	Thermal Energy Storage (almacenamiento de energía térmica)
TT	Terrestrial Time (tiempo terrestre (s))
UK	United Kingdom (Reino Unido)
UT	Universal Time (tiempo universal (s))
UTC	Coordinated Universal Time (tiempo universal coordinado (s))

### Símbolos latinos

$A_c$	área del concentrador ( $m^2$ )
$A_r$	área del receptor ( $m^2$ )
$a$	apertura del colector (m)
$c$	velocidad de la luz en el vacío (299.792.458 m/s)
$C_{anual}$	coste total del recubrimiento anualizado (\$)
$C_g$	factor de concentración (-)
$C_{g_{2D}}$	factor de concentración lineal (-)
$C_{g_{3D}}$	factor de concentración puntual (-)
$E$	potencia emisiva de una superficie ( $W/m^2$ )
$E_b$	potencia emisiva del cuerpo negro ( $W/m^2$ )
$E_{\lambda,T}$	emitancia espectral en función de la longitud de onda y temperatura de la superficie ( $W/m^2$ )
$E_{térmica}$	energía térmica anual absorbida ( $kW \cdot h_{ter}$ )
$f$	distancia focal (m)
$G_{ext}$	irradiancia solar que llega a la parte superior de la atmósfera terrestre

$G_{cs}$	irradiación solar integrada en el anillo exterior, desde los 4,65 mrad hasta la parte exterior de la aureola solar ( $W/m^2$ )
$G_s$	irradiación solar integrada dentro el disco solar, hasta su límite de 4,65 mrad ( $W/m^2$ )
$h$	constante de Planck ( $6,626 \cdot 10^{-34}$ J·s)/ coeficiente de transmisión de calor convectivo ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$h_{ext}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo equivalente hacia el exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$IAM_{long}$	modificador del ángulo de incidencia longitudinal para un CLF
$IAM_{trans}$	modificador del ángulo de incidencia transversal para un CLF
$K(\vartheta)$	modificador del ángulo de incidencia
$K_{solar}$	constante solar igual a $1.363$ kW/m <sup>2</sup>
$k$	constante de Boltzmann ( $1,38064852 \cdot 10^{-34}$ J/K)
$k_f$	conductividad del fluido ( $W/(m \cdot K)$ )
$l$	longitud del receptor (m)
$l_b$	longitud perdida en el extremo del concentrador (m)
$n$	número de día del año (-)
$n_{ent}$	índice de refracción de entrada (-)
$n_{sal}$	índice de refracción de salida (-)
$P_b$	perímetro del soporte del colector (m)
$\dot{Q}_{abs}''$	flujo de radiación absorbido en la superficie del receptor ( $W/m^2$ )
$\dot{Q}_{perd}''$	flujo de calor de pérdidas al exterior desde la superficie del receptor ( $W/m^2$ )
$\dot{Q}_u''$	flujo de calor útil hacia el interior del receptor ( $W/m^2$ )
$T$	temperatura (K)
$T_{ext}$	temperatura exterior (K)
$T_f$	temperatura del fluido de transferencia (K)
$T_{ri}$	temperatura de la superficie interior del receptor (K)
$T_{ro}$	temperatura de la superficie exterior del receptor (K)
$U$	coeficiente de transmisión de calor al exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$U_{ext}$	coeficiente de transmisión de calor al exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$U_{rec}$	coeficiente de transmisión de calor al interior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$U_t$	coeficiente de transmisión de calor entre el HTF y el exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$y$	distancia a la pared interna del receptor (m)

### Símbolos griegos

$\alpha$	semi-ángulo sólido con respecto al eje Tierra-Sol (rad)
$\alpha_{disco}$	semi-ángulo sólido del disco solar visto desde la Tierra igual a 4,65 mrad
$\alpha_s$	ángulo de altura solar (°)
$\alpha_{solar}$	absortividad solar del recubrimiento del receptor (-)
$\beta$	ángulo inclinación sobre la horizontal (°)
$\gamma$	factor de intercepción (-)
$\gamma_c$	ángulo acimutal del colector (°)
$\gamma_s$	ángulo acimutal solar (°)
$\Delta T$	diferencia entre el tiempo de rotación de la Tierra y TT (s)
$\Delta UT1$	fracción de segundo de descuadre entre UT y UTC, según la ec. 2.9 (s)
$\delta$	declinación solar (°)
$\varepsilon$	emisividad (-)
$\varepsilon_{2400\text{ nm}}$	emisividad para una longitud de onda de 2.400 nm (-)
$\varepsilon_{80\text{ °C}}$	emisividad para una temperatura de 80 °C (-)
$\varepsilon_{ext}$	emisividad equivalente de la superficie exterior del receptor (-)

$\eta$	rendimiento térmico acumulado (-)
$\eta_{bordes}$	rendimiento de bordes (-)
$\eta_{Carnot}$	rendimiento global con aproximación del ciclo de Carnot (-)
$\eta_{geom}$	rendimiento geométrico (-)
$\eta_g$	rendimiento global (-)
$\eta_{Novikov}$	rendimiento global con aproximación del ciclo de Novikov (-)
$\eta_{opt}$	rendimiento óptico (-)
$\eta_{opt, pico}, \eta_{opt, 0^\circ}$	rendimiento óptico pico (-)
$\eta_{sel}$	rendimiento térmico del recubrimiento selectivo (-)
$\eta_{sombbras}$	rendimiento sombras (-)
$\eta_T$	rendimiento total (-)
$\eta_t$	rendimiento térmico (-)
$\vartheta$	ángulo de incidencia ( $^\circ$ ) / ángulo de aceptación de la radiación solar de colector solar (rad)
$\theta_i$	ángulo entre la línea solar y la línea correspondiente al corte entre el plano de incidencia y el plano transversal (rad)
$\theta_{long}$	ángulo entre cenit y la proyección de la línea solar en el plano longitudinal (rad)
$\theta_{trans}$	ángulo entre cenit y la proyección de la línea solar en el plano transversal (rad)
$\theta_z$	ángulo cenital ( $^\circ$ )
$\lambda$	longitud de onda (m) / longitud terrestre ( $^\circ$ )
$\lambda_{max}$	longitud de onda más probable en la distribución de emisión (m)
$\rho$	reflectividad de la superficie reflexiva (-)
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67e-8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ )
$\sigma_{esp}$	desviación estándar del ángulo de reflexión de la radiación con respecto al esperado, debido a errores microscópicos (rad)
$\sigma_{for}$	desviación estándar en los ángulos por efecto de estos defectos de forma y desalineaciones (rad)
$\sigma_{seg}$	desviación estándar de la distribución de ángulos debido a defectos en el seguimiento (rad)
$\sigma_{sup}$	desviación estándar de la distribución angular de la radiación reflejada (rad)
$\sigma_{Tot}$	desviación estándar total (rad)
$\rho$	reflectividad solar en el concentrador (-)
$\tau$	transmisividad de la cubierta de cristal (-)
$\Phi$	ángulo de dispersión de la radiación reflejada por el concentrador (rad)
$\phi$	latitud ( $^\circ$ )
$\Psi$	ángulo de borde del concentrador parabólico ( $^\circ$ )
$\omega$	ángulo horario ( $^\circ$ )

## 3 Desarrollo de un modelo de rendimiento térmico para un sistema de captación solar genérico

A lo largo de este capítulo se procede al desarrollo del modelo de rendimiento térmico en colectores solares. Dicho modelo (denominado Modelo de 4<sup>º</sup> Orden en adelante) pretende mejorar los ya existentes, evitando las limitaciones de éstos. Para poder establecer las diferencias entre este y los desarrollados hasta la fecha, se hace una primera introducción para presentar los modelos existentes.

A partir de este modelo se desarrollan dos expresiones analíticas adicionales que tienen un rango de aplicación más restringido y que serán denominadas Modelo de 1<sup>er</sup> Orden y Modelo Simplificado respectivamente. Estos últimos modelos serán aplicables a tecnologías de concentraciones solares medias, como CCP y CLF y aportan de forma directa conclusiones relevantes sobre las tendencias del rendimiento, ya que aparecen las diferentes variables de expresadas de forma explícita.

Una vez obtenidos los diferentes modelos para un receptor completo, se trabaja con las expresiones correspondientes a rendimientos locales, ya que de la información que puedan suministrar estos depende el buen enfoque de la fase de diseño de un receptor. Se realiza un análisis paramétrico de estas expresiones de cara visualizar y entender el comportamiento del rendimiento para diferentes rangos de trabajo.

El capítulo se completa con la obtención de soluciones particulares para situaciones específicas en las que determinados mecanismos de transmisión dominen sobre el resto.

### 3.1 Modelos actuales

A la hora de desarrollar modelos analíticos se deben tener en cuenta las siguientes características:

- La radiación de calor al exterior es el mecanismo de transmisión dominante en las pérdidas de calor hacia el exterior en colectores solares. Dichas pérdidas siguen la ley de Steffan-Boltzmann (ec. 2.4), dependiendo, por tanto, de la temperatura elevada a grado 4, lo que dificulta la obtención de modelos integrales para todo el colector.
- La variación de la temperatura a lo largo del colector afecta a las propiedades del fluido y de los materiales, modificando el rendimiento. A priori se desconoce dicha evolución.
- Las pérdidas de calor al exterior dependen de la temperatura del fluido, pero también de manera importante del flujo de radiación absorbido y del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior del receptor.
- La suma de varios mecanismos de transmisión de calor en serie y/o paralelo entre la superficie del receptor y el ambiente exterior, junto con geometrías que en algún caso pueden ser no canónicas, añaden dificultades importantes para la caracterización del rendimiento térmico.

Son varios los esfuerzos realizados por intentar solventar estas dificultades. De los modelos que se pueden encontrar en la literatura, se van a destacar 2 tipos de modelos:

- Modelos teóricos basados en aproximaciones del coeficiente de transmisión de calor al exterior. Son dos los modelos que se encuentran en la literatura:

- Modelo de Hottel y Whillier [1-2], que parte de la suposición de coeficiente de pérdidas de calor al exterior constante. Su uso se limita a sistemas de captación sin concentración o concentración reducida.
- Modelos de Naun [3-4], que parten de la suposición de un coeficiente de pérdidas de calor al exterior variable con respecto a la temperatura, introduciendo aproximaciones lineales. Suponen un paso intermedio entre el modelo de Hottel y Whillier [1] y el desarrollado en esta tesis, debido a que se parte de una suposición más próxima a la realidad para su desarrollo.
- Modelos aproximados desarrollados de forma particular para cada tipo de colector. Requieren de experimentación para obtener las constantes de las que dependen. Son varias las aproximaciones desarrolladas y, como en el anterior tipo de modelos se basan en considerar coeficientes de pérdidas al exterior como funciones polinómicas de distinto grado.

### 3.1.1 Modelos teóricos

Se pasan a desarrollar los dos modelos comentados anteriormente.

#### 3.1.1.1 Modelo de Hottel y Whillier

Hottel y Whillier en 1958 y Bliss en 1959 [1,3] obtuvieron un modelo basado en un coeficiente de transmisión de calor al exterior ( $U_{ext}$ ), que se supone no dependiente de la temperatura (ec. 3.1).

$$\eta(x) = \left[ 1 - \frac{U_{ext} \cdot (T_{fe} - T_{ext})}{\dot{q}_{abs}} \right] \cdot \dot{m} \cdot C_p / W \cdot x \cdot U_{ext} \cdot \left( 1 - e^{-F' \cdot W \cdot x \cdot U_{ext} / \dot{m} \cdot C_p} \right) \quad \text{Ec. 3.1}$$

$W$  y  $x$  son los parámetros geométricos de la superficie de recepción solar (ancho y coordenada longitudinal respectivamente).

$F'$  es definido como un término que representa la ratio entre los coeficientes de transferencia de calor global desde el fluido al exterior (en el caso sin concentración solar) y el de transferencia de calor desde la superficie exterior del colector hacia el ambiente, según la ec. 3.2.

$$F' = \frac{U_t}{U_{ext}} = \frac{U_{rec}}{U_{ext} + U_{rec}} \quad \text{Ec. 3.2}$$

Se define también el factor de pérdidas de calor al exterior ( $F_R$ ) como un parámetro de corrección del rendimiento a la entrada, que viene dado por la ec. 3.3.

$$F_R = \dot{m} \cdot C_p / W \cdot x \cdot U_{ext} \cdot \left( 1 - e^{-F' \cdot W \cdot x \cdot U_{ext} / \dot{m} \cdot C_p} \right) \quad \text{Ec. 3.3}$$

$U_{rec}$  es el coeficiente de transmisión de calor al interior del receptor.

Este modelo se aplica hoy en día a los colectores de placa plana, donde no hay concentración de la radiación y los mecanismos de radiación no son dominantes. Por tanto, su aplicación en tecnologías de concentración queda muy limitada a temperaturas bajas/medias y rangos de operación reducidos.

### 3.1.1.2 Modelo de Naum Fraidenraich

En un esfuerzo posterior para ampliar el rango de aplicación y precisión de los resultados, Fraidenraich [3] propuso una dependencia lineal del coeficiente de transferencia de calor externo con respecto a la diferencia de temperatura entre el absorbedor y ambiente (ec.3.4).

$$U_{ext} = U_{ext,0} + 2 \cdot U_{ext,1} \cdot (T_{ro} - T_{ext}) \quad \text{Ec. 3.4}$$

Esta suposición da lugar a una expresión implícita para el cálculo del calor útil (ec. 3.5), dependiendo de las condiciones del sistema a la entrada y las condiciones de estancamiento (punto en el que la potencia concentrada está equilibrada por las pérdidas al exterior, es decir su rendimiento es nulo).

$$\left(1 - e^{-\frac{F'_v \cdot W \cdot x \cdot U_{ext,s}}{\dot{m} \cdot c_p}}\right) = \left(\frac{\dot{q}_u''(x)}{\dot{q}_u''(0)}\right) \quad \text{Ec. 3.5}$$

Donde se introducen dos nuevos términos:  $U_{ext,s}$  como el coeficiente de transmisión de calor al exterior en condiciones de estancamiento (ec.3.6) y  $F'_v$  como un coeficiente equivalente al propuesto por Hottel y Whillier, pero introduciendo el coeficiente de transmisión al exterior en condiciones de estancamiento (ec. 3.7).

$$U_{ext,s}^2 = U_{ext,0}^2 + 4 \cdot U_{ext,1} \cdot \dot{q}_{abs}'' \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$F'_v = \frac{U_{rec}}{U_{ext,s} + U_{rec}} \quad \text{Ec. 3.7}$$

La ec.3.5 se puede reescribir según la ec.3.8 para despejar el rendimiento.

$$\eta(x) = \eta_0 \cdot \left(1 - e^{-\frac{F'_v \cdot W \cdot x \cdot U_{ext,s}}{\dot{m} \cdot c_p}}\right) \cdot \left[\frac{U_{ext,s} + U_{ext}(0)}{U_{ext,s} + U_{ext}(x)}\right]^{-2 \cdot F'_v} \quad \text{Ec. 3.8}$$

El rendimiento depende, por tanto, de su valor a la entrada y del coeficiente de transmisión de calor al exterior a las temperaturas de entrada, estancamiento y la de la posición seleccionada.

En un trabajo posterior [4] se llega a una expresión para el rendimiento térmico en el receptor completo (ec. 3.9).

$$\eta = \frac{\dot{m} \cdot c_p}{U_{ext,s} \cdot A_{ext}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{F'_v \cdot A_{ext} \cdot U_{ext,s}}{\dot{m} \cdot c_p}}\right) \cdot \frac{1/F'_v \cdot \left[F'_v + (1-F'_v) \cdot \left(\frac{U_{ext}(0)}{U_{ext,s}}\right)\right]}{F'_v \cdot e^{-\frac{F'_v \cdot A_{ext} \cdot U_{ext,s}}{\dot{m} \cdot c_p}} + \left(1 - F'_v \cdot e^{-\frac{F'_v \cdot A_{ext} \cdot U_{ext,s}}{\dot{m} \cdot c_p}}\right) \cdot \left(\frac{U_{ext}(0)}{U_{ext,s}}\right)} \cdot \left[1 - \left(\frac{U_{ext}(0)}{U_{ext,s}}\right)^2\right] \quad \text{Ec. 3.9}$$

Se observa que este modelo guarda ciertas similitudes con el propuesto por Hottel y Whillier (ec. 3.1) en cuanto a los dos primeros términos se refiere. En estos dos términos se sustituye el valor de  $U_{ext}$  por el valor del coeficiente de transmisión en condiciones de estancamiento, definido según Fraidenraich [3]. Sin embargo, los dos factores restantes presentan expresiones más complejas que en el caso del anterior modelo.

Este modelo se ha utilizado en pocos casos y todos los encontrados se corresponden con trabajos del mismo autor. En uno de ellos se utiliza para caracterizar la planta SEGS VI [4], partiendo de los datos experimentales presentados por Dudley [5] para obtener los valores correspondientes para los parámetros del modelo.

### 3.1.2 Modelos simplificados basados en aproximaciones semi-empíricas

Adicionalmente, se plantea el desarrollo de modelos semi-empíricos, específicos para un colector y condiciones de trabajo concretas y que se diferencian en el tipo de aproximación realizada para el coeficiente de transmisión al exterior. El objetivo fundamental es poder introducir las pérdidas térmicas en programas de simulación del campo solar.

#### 3.1.2.1 Modelos para concentración baja y media ( $C_g = 1-200$ )

Los modelos más ampliamente utilizados tanto en colectores planos como en cilindro-parabólicos para temperaturas inferiores a 250 °C parten del modelo de Hottel y Whillier, suponiendo  $U_{ext}$  y  $F_R$  como constantes. (ec. 3.10).

$$\eta = \left[ C_0 - \frac{C_1 \cdot (T_{fe} - T_{ext})}{\dot{q}_{abs}''} \right] \quad \text{Ec. 3.10}$$

De cara a obtener las constantes de las que depende sería necesaria la medición de las pérdidas de calor al exterior para distintos flujos de radiación y temperaturas de entrada del fluido. En este modelo se basa la metodología estándar para la caracterización de colectores planos [6]. Son varios los autores que se han basado en modelos de este tipo para caracterizar un diseño de CCP para el suministro de calor a la industria de procesos [7-9].

Otros autores plantean una dependencia similar, pero haciendo uso de la temperatura media del fluido en vez de la de entrada [10].

En la misma línea, de cara a la extensión a colectores de mayor temperatura, se pueden suponer dependencias lineales con respecto a la diferencia de temperaturas, entre la entrada al absorbedor y la del ambiente, para el producto  $U_{ext} \cdot F_R$  (ec.3.11).

$$U_{ext} \cdot F_R = C_1 + C_2 \cdot (T_{fe} - T_{ext}) \quad \text{Ec. 3.11}$$

Sustituyendo en la ec.3.1, se obtiene el siguiente modelo para el cálculo del rendimiento térmico en colectores solares (ec.3.12) [11].

$$\eta = \left[ F_R - \frac{C_1 \cdot (T_{fe} - T_{ext})}{\dot{q}_{abs}''} - \frac{C_2 \cdot (T_{fe} - T_{ext})^2}{\dot{q}_{abs}''} \right] \quad \text{Ec. 3.12}$$

De manera análoga, algunos autores han hecho uso de la temperatura media del colector. Por ejemplo, en el caso de [5] se hace uso de una expresión corregida para caracterizar el colector LS2 (ec. 3.13) con distintos recubrimientos selectivos y modos de operación.

$$\eta_T = \left[ K_0 \cdot [\eta_{opt} - K_1 \cdot (\bar{T}_f - T_{ext})] - \frac{C_1 \cdot (\bar{T}_f - T_{ext})}{DNI} - \frac{C_2 \cdot (\bar{T}_f - T_{ext})^2}{DNI} \right] \quad \text{Ec. 3.13}$$

Para este trabajo se llevó a cabo una importante campaña de mediciones, cuyos datos serán utilizados para la validación del modelo desarrollado en esta tesis.

A modo general, el modelo que recomienda ASHRAE [6] para aplicación a colectores de concentración media y alta es el presentado por D. Proctor [12] y que se expresa en la ec.3.14.

$$\eta_T = \left[ \eta_{opt} - \frac{(a+b \cdot v_{aire}) \cdot (\bar{T}_f - T_{ext})}{DNI} - \frac{(c+d \cdot v_{aire}) \cdot (\bar{T}_f - T_{ext})^2}{DNI} - \frac{(e+f \cdot \bar{T}_f) \cdot (\bar{T}_f^4 - \bar{T}_{cielo}^4)}{DNI} \right] \quad \text{Ec. 3.14}$$

Se introduce la dependencia de los coeficientes de transmisión de calor convectivos en función de la velocidad del aire ( $v_{aire}$ ). Supone la obtención de 6 parámetros, mediante la experimentación del colector para distintas condiciones de trabajo.

Todos los modelos anteriores tienden al valor del  $\eta_{opt}$  (corregido con los factores de pérdidas geométricas) cuando el flujo de radiación por unidad de superficie se hace infinito, para cualquier temperatura del fluido. Sin embargo, tal y como se demostrará más adelante, en cierto rango de flujos de radiación, el rendimiento total aumentará hasta un determinado valor del flujo de radiación a partir del cual comenzará a disminuir. Este comportamiento se puede intuir, ya que a medida que aumenta el flujo de radiación lo hace también la temperatura de la pared del colector. A mayor temperatura de la pared del colector, los mecanismos de radiación tendrán una influencia relativa más importante (dependen de la temperatura elevada a exponente 4) y, por tanto, a partir de cierto valor del flujo de radiación producirán disminuciones efectivas del rendimiento. De ahí que su uso a altas concentraciones queda limitado.

Adicionalmente se han desarrollado otra serie de aproximaciones del coeficiente de pérdidas al exterior con el objetivo de obtener valores integrales de las pérdidas de calor al exterior, en secciones del receptor, de tal modo que se pueda ahorrar el número de cálculos en el análisis de un lazo completo y por extensión en el análisis de una planta de producción de energía eléctrica. Para ello, como paso previo, es preciso identificar los parámetros que más influyen en las pérdidas térmicas. Las distintas regresiones se basan en la consideración de unos parámetros u otros y en la forma de aproximar su valor.

Patnode [13] propone el uso de un modelo basado en una función polinómica de grado 3 para las pérdidas de calor al exterior e incluye un factor dependiente de la radiación directa. El flujo de calor al exterior promediado en función de la diferencia de temperaturas entre entrada y salida se expresa según la ec.3.15.

$$\dot{q}'_{perd} [W/m] = \frac{a_0 \cdot (T_{fs} - T_{fe}) + \frac{a_1}{2} \cdot (T_{fs}^2 - T_{fe}^2) + \frac{a_2}{3} \cdot (T_{fs}^3 - T_{fe}^3) + \frac{a_3}{4} \cdot (T_{fs}^4 - T_{fe}^4)}{(T_{fs} - T_{fe})} + \frac{DNI \cdot b_0 \cdot (T_{fs} - T_{fe}) + \frac{b_2}{3} \cdot (T_{fs}^3 - T_{fe}^3)}{(T_{fs} - T_{fe})} \quad \text{Ec. 3.15}$$

Dicho modelo fue desarrollado para el colector LS-2. El valor de las constantes para tubo de vacío, con entrada de aire y con hidrógeno en la región anular se puede consultar en [13].

Dicho modelo ha sido utilizado por algunos autores para sus cálculos [14]. Por otro lado, Montes [15], propone el uso de un modelo similar (ec.3.16) introduciendo un término adicional.



$$\dot{q}'_{perd} [W/m] = \frac{a_0 \cdot (T_{fs} - T_{fe}) + \frac{a_1}{2} \cdot (T_{fs}^2 - T_{fe}^2) + \frac{a_2}{3} \cdot (T_{fs}^3 - T_{fe}^3) + \frac{a_3}{4} \cdot (T_{fs}^4 - T_{fe}^4)}{(T_{fs} - T_{fe})} + \frac{(DNI/900) \cdot \cos(\theta) \cdot [b_0 \cdot (T_{fs} - T_{fe}) + \frac{b_1}{2} \cdot (T_{fs}^2 - T_{fe}^2) + \frac{b_2}{3} \cdot (T_{fs}^3 - T_{fe}^3)]}{(T_{fs} - T_{fe})} \quad \text{Ec. 3.16}$$

En dicho trabajo se dan también los valores para el colector Eurotrough.

Un modelo similar, pero en el que se introducen también los efectos de la velocidad del aire exterior, es el propuesto por Price (ec.3.17) [16]:

$$\dot{q}'_{perd} [W/m] = A0 + A1 \cdot (T_f - T_{ext}) + A2 \cdot T_f^2 + A3 \cdot T_f^3 + A4 \cdot IAM \cdot \cos(\theta) \cdot T_f^2 + \sqrt{v_{aire}} \cdot (A5 + A6 \cdot (T_f - T_{ext})) \quad \text{Ec. 3.17}$$

Dicha correlación fue utilizada para el desarrollo de una herramienta de Excel (codificando el modelo en Visual Basic), de cara a caracterizar energética y económicamente plantas de producción de energía basadas en tecnología de CCP [16]. Este modelo se ha incorporado actualmente en el código SAM (System Advisor Modeling) [17]. Las pérdidas de calor al exterior se correlacionan con la temperatura del HTF mediante los términos A2 y A3, el calentamiento del tubo absorbedor por encima de la temperatura del HTF queda recogido en el parámetro A4 que multiplica al flujo de radiación incidente y la temperatura del fluido al cuadrado, mientras que los efectos de la temperatura ambiente y la velocidad del viento se tienen en cuenta a través de los términos correspondientes a A1, A5 y A6. Se añade un término independiente (A0).

La metodología para la obtención de las distintas constantes para un colector concreto y su aplicación al cálculo anual de la energía generada por la planta completa se desarrolla en referencias como [18-19] y se resume en las siguientes líneas:

- Se parte del ensayo del receptor para el cálculo de la emisividad de dicho colector, de tal manera que las pérdidas de calor sean las mismas que las obtenidas en los ensayos.
- Mediante el uso de un modelo unidimensional desarrollado por Forristall [20] y descrito en el capítulo 4 de esta tesis, se realiza el cálculo para una batería de datos y una longitud determinada del colector, en la que los valores de las distintas variables varían de forma reducida (1 m se selecciona en [18]). En dicha batería se varían los valores de las variables que aparecen en el modelo:  $DNI$ ,  $v_{aire}$ ,  $T_{ext}$ ,  $T_f$ ,  $\theta$  y  $\dot{m}$ ; en el rango de operación esperable.
- Correlacionando los resultados se pueden obtener los valores de cada uno de los parámetros mediante metodologías de regresión. En el caso del receptor PTR70 2008, se utilizaron 1080 simulaciones para obtener dichos valores [18].
- Una vez se tiene el modelo se puede realizar el cálculo de las pérdidas de calor promedio, por unidad de longitud del colector. Integrando la ec. 3.17 y dividiendo entre la diferencia de temperaturas entre entrada y salida se obtiene la ec. 3.18.

$$\dot{q}'_{perd} [W/m] = \frac{(A0 + A5 \cdot \sqrt{v_{aire}}) \cdot (T_{fs} - T_{fe}) + (A1 + A6 \cdot \sqrt{v_{aire}}) \left[ \frac{(T_{fs}^2 - T_{fe}^2)}{2} - T_{ext} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \right]}{(T_{fs} - T_{fe})} + \frac{(A2 + A4 \cdot IAM \cdot \cos(\theta)) \cdot (T_{fs}^3 - T_{fe}^3) + \frac{A3}{4} \cdot (T_{fs}^4 - T_{fe}^4)}{(T_{fs} - T_{fe})} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Todos estos modelos están enfocados a caracterizar el comportamiento de un diseño concreto y condiciones de operación en un estrecho rango, correspondiente al de funcionamiento habitual del sistema (colector, tipo de planta, fluido, etc.) para el que se obtiene. Por tanto., no

se podrá extrapolar más allá del rango para el que se desarrolló. Además, se pierde parte del sentido físico al introducir constantes provenientes de una regresión.

En esta tesis se propone una metodología similar a la propuesta por el código SAM [18-19], haciendo uso del modelo generado, pero con algunas mejoras que facilitan la obtención de los parámetros y el cálculo para un lazo completo de colectores.

### 3.1.2.2 Modelos para concentraciones altas ( $C_g > 200$ )

Para el caso de concentraciones de radiación altas no se ha encontrado ningún modelo integral y tan sólo se localizan modelos numéricos que se comentarán el siguiente capítulo.

Son dos las dificultades principales para desarrollar modelos en esta región:

- Los mecanismos de radiación hacia el exterior dominan el problema y, por tanto, se alcanzan regiones de trabajo en las que el rendimiento térmico disminuye a medida que el flujo de radiación aumenta. Este es un punto que ninguno de los modelos presentados anteriormente es capaz de capturar.
- En general, la distribución de flujo de radiación tendrá variaciones más importantes entre unas regiones y otras, pudiendo invalidar la consideración de uniformidad de flujo de radiación supuesta en el desarrollo de los modelos anteriores. Esto llevaría a la necesidad de aplicar los modelos desarrollados a longitudes reducidas.

El modelo desarrollado en esta tesis presenta un potencial importante para su aplicación a tecnologías de concentración solar alta, tal y como se verá más adelante.

## 3.2 Desarrollo del Modelo de 4º Orden

Para el desarrollo de esta primera expresión se parte de la aplicación de un balance energético sobre un receptor simplificado. Se trata de aplicar el mínimo número de simplificaciones necesario para poder integrar la ecuación diferencial obtenida.

### 3.2.1 Consideraciones generales para el desarrollo del modelo

Se considera un receptor consistente en un tubo desnudo de una longitud cualquiera  $L$  (m) y diámetro exterior  $D_{ro}$  (m), cuya superficie absorbe radiación solar de forma uniforme. Esta hipótesis no coincide con la situación real en un colector solar ya que dicha absorción de energía no ocurre de manera uniforme. Sin embargo, se trata de una aproximación que se puede considerar válida en tecnologías como CCP o colectores planos. En el caso concreto de CCP, la geometría del colector y el acoplamiento de los diferentes mecanismos de transmisión de calor hacia el exterior hacen que dichas pérdidas tengan un comportamiento global similar al caso correspondiente a suponer radiación uniforme sobre la superficie del tubo.

Bajo esta consideración, varios autores han obtenido muy buenas aproximaciones a los valores experimentales [5, 20-23]. Otros autores como Patil [24] han analizado el efecto de la introducción de no uniformidades mediante simulaciones CFD, obteniendo diferencias casi despreciables incluso para los casos de tubos sin vacío. Las máximas diferencias obtenidas fueron del 1,5%.

Algunas otras tecnologías como CLF mono-tubo, por su configuración, se prestan también a que la uniformidad de flujo sea una hipótesis válida. De hecho, son varios los autores que parten de esta suposición para sus modelos [25-27].

Para otras tecnologías como receptores multi-tubo o receptores centrales, la hipótesis de radiación uniforme podría ser menos adecuada y sería necesario su análisis para cada diseño.

Bajo estas condiciones, el balance energético para una sección situada a una distancia,  $x$ , desde la entrada del tubo receptor vendrá dado por la relación entre la potencia absorbida por unidad de superficie exterior del tubo ( $\dot{q}_{abs}''$ ) y las correspondientes potencias útiles ( $\dot{q}_u''$ ) y de pérdidas hacia el exterior ( $\dot{q}_{loss}''$ ), también expresadas por unidad de superficie exterior del tubo (ec. 3.19)

$$\dot{q}_{perd}''(x) = \dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_u''(x) \quad \text{Ec. 3.19}$$

Como se puede observar, se desprecia la transferencia de calor en dirección axial, tal y como propone Forristall [20].

En la fig. 3.1 se muestra un esquema del receptor propuesto para desarrollar el modelo.

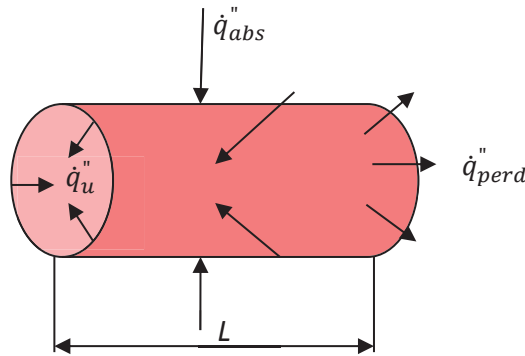


Fig. 3.1. Esquema del receptor genérico utilizado para el desarrollo del modelo

Tal y como se comentó en el capítulo anterior, dicha radiación absorbida se podrá expresar según la ec. 3.20:

$$\dot{q}_{abs}'' = \eta_{opt}(\theta) \cdot Cg \cdot DNI \cdot \eta_{sombbras} \cdot \eta_{bordes} \quad \text{Ec. 3.20}$$

Para el desarrollo de este modelo se supondrá que el rendimiento óptico y las pérdidas geométricas son conocidos.

Parte de la radiación absorbida será aprovechada por el fluido de transferencia en forma de calor útil que vendrá dado por la ec. 3.21, en función de la diferencia de temperaturas entre el receptor ( $T_{ro}$  (°C)) y dicho fluido ( $T_f$  (°C)).

$$\dot{q}_u''(x) = U_{rec} \cdot [T_{ro}(x) - T_f(x)] \quad \text{Ec. 3.21}$$

Dónde  $U_{rec}$  (W/(m<sup>2</sup>·K)) es el coeficiente global de transferencia de calor hacia el interior del receptor, que viene dado por la ec. 3.22.

$$U_{rec} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{D_{ro} \cdot \ln(D_{ro}/D_{ri})}{2 \cdot k_{rec}}} \quad \text{Ec. 3.22}$$

Dicho coeficiente incluye la transferencia de calor por conducción en el espesor del tubo y la convección interior. Su valor se supone constante a lo largo de la longitud del tubo, con el objetivo de facilitar la integración. Esta suposición tendrá una influencia muy limitada sobre las limitaciones en el uso del modelo ya que, en general se trata de un coeficiente cuyas variaciones tienen un efecto reducido sobre el resultado en amplios rangos de funcionamiento y para varios de los actuales diseños. Por tanto, el uso de un valor promedio para dicho coeficiente será una aproximación adecuada como se verá más adelante.

Por otro lado, las pérdidas de calor hacia el exterior dependerán de la temperatura en pared del receptor según la ec. 3.23.

$$\dot{q}_{perd}''(x) = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^4(x) - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{ro}(x) - T_{ext}) \quad \text{Ec. 3.23}$$

Donde  $\varepsilon_{ext}$  es la emisividad del tratamiento superficial exterior y  $h_{ext}$  (W/(m<sup>2</sup>·K)) es el coeficiente de convección exterior, que serán considerados igualmente constantes de cara a la integración. Sus valores promedio serán calculados en función de la temperatura media del receptor, tal y como se establecerá más adelante.  $T_{ext}$  (°C) es la temperatura del ambiente exterior.

El fluido interior se supone incompresible y los cambios de energía cinética se consideran despreciables con respecto a los cambios de energía térmica. Bajo estas condiciones, el balance térmico en el sistema se puede expresar mediante la ec. 3.24.

$$\pi \cdot D_{ro} \cdot x \cdot \dot{q}_{abs}'' \cdot \eta(x) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_f(x) - T_{fe}) \quad \text{Ec. 3.24}$$

Donde  $c_p$  (J/(kg·K)) es el calor específico a presión constante que será considerado constante y  $T_{fe}$  (°C) es la temperatura del fluido a la entrada del receptor.  $\eta(x)$  es el rendimiento integral hasta una distancia  $x$  del comienzo del tubo. Dicho rendimiento se puede expresar en función del correspondiente rendimiento local del siguiente modo (ec. 3.25):

$$\eta(x) = \frac{\int_0^x \eta_x(x) dx}{\int_0^x dx} \quad \xrightarrow{\text{derivando}} \quad \eta_x(x) = \eta(x) + \eta'(x) \cdot x \quad \text{Ec. 3.25}$$

Y a su vez el rendimiento local vendrá dado por la ec. 3.26.

$$\eta_x(x) = \frac{\dot{q}_u''(x)}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 3.26}$$

### 3.2.2 Planteamiento de la ecuación diferencial a resolver

Partiendo de las ecuaciones anteriormente establecidas y considerando las suposiciones establecidas, se procede a operar para obtener la ecuación diferencial que gobernará el comportamiento del rendimiento térmico del receptor. Se trata de buscar una expresión para el calor de pérdidas en función de variables conocidas y el propio rendimiento térmico.

A partir de ahora se sustituirá en todas las ecuaciones la coordenada  $x$  por su correspondiente variable adimensional  $x^* = x/L$ , por lo que el rendimiento térmico acumulado del receptor se puede expresar en función del calor de pérdidas según la ec. 3.27:

$$\eta(x^*) = 1 - \frac{\int_0^{x^*} \dot{q}_{perd,x^*}'' \cdot dx^*}{\dot{q}_{abs}'' \cdot x^*} \quad \text{Ec. 3.27}$$

Despejando  $T_{ro}$  en la ec. 3.21 y sustituyendo  $T_f$  desde la ec. 3.24 se obtiene la ec. 3.28.

$$T_{ro}(x^*) = \frac{\dot{q}_u''(x^*)}{U_{rec}} + \frac{U_{rec} \cdot \pi \cdot D_{ro} \cdot x^* \cdot \eta(x^*)}{\dot{m} \cdot c_p} \cdot \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} + T_{fe} \quad \text{Ec. 3.28}$$

Sustituyendo el flujo de calor útil por su valor, despejado de las ecuaciones 3.25 y 3.26, en la ecuación 3.28 y restando la temperatura exterior a ambos lados de la igualdad, se obtiene la ec. 3.29.

$$T_{ro}(x^*) - T_{ext} = \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \cdot \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + \eta'(x^*) \cdot x^* + \frac{U_{rec} \cdot (T_{fe} - T_{ext})}{\dot{q}_{abs}''} \right) \quad \text{Ec. 3.29}$$

Donde  $NTU$  (Número de Unidades de Transferencia) se corresponde con el parámetro utilizado para el cálculo de la efectividad en intercambiadores de calor y que sigue la ec. 3.30.

$$NTU(x^*) = \frac{U_{rec} \cdot L \cdot x^* \cdot \pi \cdot D_{ro}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad \text{Ec. 3.30}$$

Si se sustituye la expresión de la diferencia de temperaturas entre el receptor y el exterior, obtenida en la ec. 3.28 en la ecuación correspondiente al calor cedido al exterior (ec. 3.23), se obtiene la ec. 3.31.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{perd}''(x^*) = & \left[ \left( \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right)^3 \cdot \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + \eta'(x^*) \cdot x^* + \frac{1}{f_0} \right)^4 + 4 \cdot T_{ext} \right. \\ & \cdot \left( \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right)^2 \cdot \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + \eta'(x^*) \cdot x^* + \frac{1}{f_0} \right)^3 + 6 \\ & \cdot \left( \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot T_{ext}^2 \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right) \cdot \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + \eta'(x^*) \cdot x^* + \frac{1}{f_0} \right)^2 \\ & \left. + \frac{(4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{ext}^3 + h_{ext})}{U_{rec}} \cdot \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + \eta'(x^*) \cdot x^* + \frac{1}{f_0} \right) \right] \\ & \cdot \dot{q}_{abs}'' \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.31}$$

Donde  $f_0$  es un nuevo parámetro adimensional definido en la ec. 3.32.

$$f_0 = \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec} \cdot (T_{fe} - T_{ext})} \quad \text{Ec. 3.32}$$

Cabe destacar que  $f_0$  representa la relación  $(T_{ro} - T_{fe}) / (T_{fe} - T_{ext})$  para el caso en el que el rendimiento en la sección de entrada sea igual a 1. Será un parámetro fundamental para el comportamiento del rendimiento del receptor.

Si la ec. 3.31 se introduce en la ecuación de partida de este apartado (ec. 3.27) y se aplican las consideraciones expuestas en el apartado anterior, se puede obtener la siguiente ecuación diferencial para el rendimiento térmico acumulado que, expresada en forma integral, adquiere la forma de la ec. 3.33.

$$\begin{aligned}
 x^* \cdot \eta(x^*) = & x^* - f_1 \int_0^{x^*} \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + x^* \cdot \eta'(x^*) + \frac{1}{f_0} \right) dx^* \\
 & - f_2 \int_0^{x^*} \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + x^* \cdot \eta'(x^*) + \frac{1}{f_0} \right)^2 dx^* \\
 & - f_3 \int_0^{x^*} \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + x^* \cdot \eta'(x^*) + \frac{1}{f_0} \right)^3 dx^* \\
 & - f_4 \int_0^{x^*} \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + x^* \cdot \eta'(x^*) + \frac{1}{f_0} \right)^4 dx^*
 \end{aligned}$$

Ec. 3.33

Los nuevos términos adimensionales, que salen fuera de las integrales debido a que se consideran constantes los parámetros involucrados, se definen según las ecuaciones 3.34.

$$\begin{aligned}
 f_1 = \frac{(4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{ext}^3 + h_{ext})}{U_{rec}}; & \quad f_2 = 6 \cdot T_{ext}^2 \cdot \left( \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right); \\
 f_3 = 4 \cdot T_{ext} \cdot \left( \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right)^2; & \quad f_4 = \left( \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right)^3
 \end{aligned}$$

Ec. 3.34

Estos factores serán parámetros característicos de cada sistema:

- El primero de ellos,  $f_1$  establece una relación entre los coeficientes de transmisión de calor hacia el exterior y el interior del receptor. Junto con  $f_0$  serán los principales factores para caracterizar los sistemas de baja y media temperatura. Adicionalmente, se observa que  $f_1$  no depende del calor absorbido.
- Los 3 siguientes parámetros:  $f_2$ ,  $f_3$  y  $f_4$ , están relacionados con la radiación hacia el exterior. El calor absorbido en el receptor aparece elevado a exponentes de 1 a 3, dependiendo del factor. Como se irá viendo en los siguientes apartados, dichos parámetros van a ser despreciables bajo las condiciones de trabajo de receptores de baja y media temperatura.

### 3.2.3 Resolución de la ecuación diferencial

De cara a resolver la ec. 3.33 se propone un polinomio genérico como solución particular:

$$\eta(x^*) = A + B \cdot x^* + C \cdot x^{*2} + D \cdot x^{*3}$$

Ec. 3.35

Sustituyendo y reordenando términos, se obtiene en primer lugar el término A como solución para el rendimiento en la sección de entrada y que viene dado por la ec. 3.36.

$$A = \eta_0 = 1 - (f_1 \cdot Z + f_2 \cdot Z^2 + f_3 \cdot Z^3 + f_4 \cdot Z^4)$$

Ec. 3.36

Donde Z queda definido por la ec. 3.37.

$$Z = \left(\eta_0 + \frac{1}{f_0}\right) \quad \text{Ec. 3.37}$$

Si se sustituye el rendimiento a la entrada por su expresión en función de  $Z$ , se obtiene el siguiente polinomio (ec. 3.38) que se definirá como la función característica del sistema, de tal modo que una de sus raíces será el rendimiento de la sección de entrada.

$$g(Z) = -\left(1 + \frac{1}{f_0}\right) + (1 + f_1) \cdot Z + f_2 \cdot Z^2 + f_3 \cdot Z^3 + f_4 \cdot Z^4 \quad \text{Ec. 3.38}$$

Despejando el resto de los coeficientes ( $B$ ,  $C$  y  $D$ ) y expresándolos en función de  $g(Z)$  y sus sucesivas derivadas se obtiene la ec. 3.39 para el rendimiento del receptor.

$$\eta(x^*) = \frac{\eta_0 \cdot g'(Z)}{(1-g'(Z)) \cdot NTU \cdot x^*} \cdot \left( e^{\frac{1-g'(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU \cdot x^*} - 1 \right) - \frac{\eta_0^2}{6} \cdot \frac{g''(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU^2 \cdot x^{*2} - \frac{\eta_0^3}{24} \cdot \frac{g'''(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU^3 \cdot x^{*3} \quad \text{Ec. 3.39}$$

La expresión se ha truncado eliminando algunos términos, tal y como se describe en el apéndice A-3.1 de este capítulo.

Las correspondientes derivadas de la función característica quedan expresadas según las ecuaciones 3.40-43.

$$g'(Z) = f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3 \quad \text{Ec. 3.40}$$

$$g''(Z) = 2 \cdot f_2 + 6 \cdot f_3 \cdot Z + 12 \cdot f_4 \cdot Z^2 \quad \text{Ec. 3.41}$$

$$g'''(Z) = 6 \cdot f_3 + 24 \cdot f_4 \cdot Z \quad \text{Ec. 3.42}$$

$$g^{IV}(Z) = 24 \cdot f_4 \quad \text{Ec. 3.43}$$

Tal y como se extrae del desarrollo presentado en el apéndice A-3.1, la función exponencial que aparece en la ec. 3.39 se obtiene en forma de desarrollo de Taylor de dicha exponencial en cero.

La variable correspondiente al exponente de la exponencial adquiere un valor negativo siempre, de tal modo que cuando su valor tiende a cero, el rendimiento tiende al rendimiento en la entrada y cuando su valor es de  $\ln(1)$ , entonces el rendimiento es nulo. Estos valores serán levemente inferiores debido al resto de términos.

Las ecuaciones 3.36-43 componen el denominado Modelo de 4º Orden, debido a que en su rendimiento se tienen en cuenta los monomios de la función característica hasta exponente 4. En posteriores simplificaciones se considerarán despreciables los monomios de mayor grado, dando lugar a varios modelos simplificados.

Este modelo tiene algunas ventajas en comparación con los modelos analíticos presentados en el capítulo anterior:

- En su desarrollo se ha considerado el término de pérdidas por radiación hacia el exterior como una función de grado 4 respecto a la temperatura del receptor, mientras que en los desarrollos anteriores se consideraba constante (ec. 3.1) [1-2] o función lineal de la diferencia entre las temperaturas de la pared y del exterior (ec. 3.8-9) [3-4]. Esto hace que pueda ser aplicado para cualquier punto de funcionamiento y extrapolarse a cualquier rango en que estén caracterizados los diferentes parámetros.

- En su expresión aparecen todos los parámetros característicos del sistema ( $U_{rec}, \varepsilon_{ext}, h_{ext}, T_{fe}, T_{ext}, \dot{q}''_{abs}, \dot{m}, A_{ext}$  y  $c_p$ ). Este aspecto supone dos ventajas importantes:
  - Queda recogido el efecto de variación de cada uno de ellos. En muchas de las expresiones analíticas utilizadas para la caracterización de colectores solares no se recogen dichas dependencias en sus expresiones, como por ejemplo en los modelos propuestos en [5,13-16].
  - Se trata de parámetros con sentido físico, para los que en muchas ocasiones existen modelos analíticos o se puede recurrir a simulaciones sencillas para obtenerlos. Sin embargo, en el caso de los modelos anteriores es necesario recurrir a resultados experimentales para su caracterización. Por ejemplo, el parámetro  $U_{ext}$  utilizado por Hottel y Whillier [1-2], al suponerse constante en su desarrollo no tendrá una correspondencia directa con el equivalente parámetro físico correspondiente al término de pérdidas al exterior.

La desventaja fundamental del modelo es la complejidad de la expresión de cara a obtener conclusiones de manera directa. Por otro lado, requiere del cálculo del rendimiento a la entrada de forma iterativa. Por estas razones se plantea introducir una serie de simplificaciones que serán desarrolladas en las siguientes secciones.

### 3.3 Modelos simplificados

Para poder analizar las dependencias de forma directa y obtener conclusiones de cara al diseño de colectores se plantea el desarrollo de modelos simplificados. Estos modelos se corresponderán con los que denominaremos Modelo de 1<sup>er</sup> Orden y Modelo Simplificado.

#### 3.3.1 Modelo de Primer Orden

Si se sustituye en la expresión de  $g(Z)$  (ec. 3.38) por el valor de  $Z$  (según la ec. 3.37), se agrupan términos y se igualan a cero, se obtiene la ec. 3.44.

$$\frac{1}{24} \cdot g^{IV} \left( \frac{1}{f_0} \right) \cdot \eta_0^4 + \frac{1}{6} \cdot g''' \left( \frac{1}{f_0} \right) \cdot \eta_0^3 + \frac{1}{2} \cdot g'' \left( \frac{1}{f_0} \right) \cdot \eta_0^2 + g' \left( \frac{1}{f_0} \right) \cdot \eta_0 + g \left( \frac{1}{f_0} \right) = 0 \quad \text{Ec. 3.44}$$

Donde aparecen, la función característica y sus correspondientes derivadas hasta orden 4 para  $Z = 1/f_0$ . Una de las soluciones de la ec. 3.44 será el rendimiento térmico a la entrada del receptor.

Si se desarrolla la función  $g(Z)$  y sus correspondientes derivadas para un valor de  $Z$  igual a  $1/f_0$ , sustituyendo los parámetros adimensionales por sus valores (ec. 3.30 y 3.34 a-d), se obtienen las ecuaciones 3.45-49.

$$\begin{aligned} g \left( \frac{1}{f_0} \right) &= - \left( 1 + \frac{1}{f_0} \right) + (1 + f_1) \cdot \frac{1}{f_0} + f_2 \cdot \left( \frac{1}{f_0} \right)^2 + f_3 \cdot \left( \frac{1}{f_0} \right)^3 + f_4 \cdot \left( \frac{1}{f_0} \right)^4 \\ &= \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{fe}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{fe} - T_{ext})}{\dot{q}_{abs}''} - 1 = \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} - 1 \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.45}$$



$$g' \left( \frac{1}{f_0} \right) = f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot \frac{1}{f_0} + 3 \cdot f_3 \cdot \left( \frac{1}{f_0} \right)^2 + 4 \cdot f_4 \cdot \left( \frac{1}{f_0} \right)^3 = \frac{\left( \frac{4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{fe}^3 + h_{ext}}{U_{rec}} + 1 \right)}{\left( \frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1 \right)} = \text{Ec. 3.46}$$

$$\frac{1}{2} \cdot g'' \left( \frac{1}{f_0} \right) = 2 \cdot f_2 + 6 \cdot f_3 \cdot \frac{1}{f_0} + 12 \cdot f_4 \cdot \left( \frac{1}{f_0} \right)^2 = T_{fe}^{*2} \cdot f_2 \quad \text{Ec. 3.47}$$

$$\frac{1}{6} \cdot g''' \left( \frac{1}{f_0} \right) = 6 \cdot f_3 + 24 \cdot f_4 \cdot \frac{1}{f_0} = T_{fe}^* \cdot f_3 \quad \text{Ec. 3.48}$$

$$\frac{1}{24} \cdot g^{IV} \left( \frac{1}{f_0} \right) = f_4 \quad \text{Ec. 3.49}$$

Donde  $T_{fe}^*$  es la correspondiente temperatura del fluido a la entrada adimensional en función de la temperatura exterior. Aparecen dos nuevos parámetros:  $\dot{q}_{crit}''$  y  $U_{crit}$  que se denominarán “críticos” ya que suponen valores de referencia en el comportamiento térmico del colector, en el sentido que cuando los parámetros equivalentes ( $\dot{q}_{abs}''$  y  $U_{rec}$ ) se aproximan a dichos valores críticos, el rendimiento es nulo o muy reducido. Los valores de lo estos nuevos parámetros vienen dados por las ecuaciones 3.50-51, respectivamente.

$$\dot{q}_{crit}'' = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{fe}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{fe} - T_{ext}) \quad \text{Ec. 3.50}$$

$$U_{crit} = 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{fe}^3 + h_{ext} \quad \text{Ec. 3.51}$$

Así, valores del calor absorbido iguales a su valor crítico anulan el rendimiento térmico. Por otro lado, valores del coeficiente global de transmisión al interior cercanos a su correspondiente valor crítico se corresponden con rendimientos muy bajos. Por tanto, dichos valores se utilizarán más adelante como referencia para limitar regiones adecuadas de funcionamiento del receptor.

Se buscará operar en puntos en los que se cumplan las inecuaciones de la ec. 3.52, lo cual es siempre cierto en receptores solares.

$$\dot{q}_{abs}'' \gg \dot{q}_{crit}'' ; U_{rec} \gg U_{crit} \quad \text{Ec. 3.52}$$

Sustituyendo los valores de la ec. 3.45-49 en la ec. 3.44, el rendimiento térmico a la entrada del receptor se puede reescribir según la ec. 3.53.

$$f_4 \cdot \eta_0^4 + T_{fe}^* \cdot f_3 \cdot \eta_0^3 + T_{fe}^{*2} \cdot f_2 \cdot \eta_0^2 + \left( \frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1 \right) \cdot \eta_0 + \left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} - 1 \right) = 0 \quad \text{Ec. 3.53}$$

De esta forma queda simplificada la expresión de dicho rendimiento y se pueden establecer comparativas entre los coeficientes correspondientes a los distintos monomios, considerando valores típicos de operación en las distintas tecnologías. En general, para un amplio rango de concentraciones se cumplen las inecuaciones recogidas en la ec. 3.54.

$$f_4 \ll T_{fe}^* \cdot f_3 \ll T_{fe}^{*2} \cdot f_2 \ll \left( \frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1 \right) \quad \text{y} \quad f_4 \ll T_{fe}^* \cdot f_3 \ll T_{fe}^{*2} \cdot f_2 \ll \left( 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right) \quad \text{Ec. 3.54}$$

El límite en concentración para el cumplimiento de estas desigualdades dependerá de los valores de  $U_{rec}$  y de la temperatura del fluido fundamentalmente y por tanto no es posible establecer un límite en función de una única variable como sería el factor de concentración.

Por tanto, para estos casos, el rendimiento en la entrada del receptor se puede aproximar por la raíz del polinomio de grado 1 (ec. 3.55).

$$\eta_0 = \frac{\left(1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}}\right)}{\left(\frac{U_{crit} + 1}{U_{rec}}\right)} \quad \text{Ec. 3.55}$$

Se trata de una expresión explícita que permite obtener un resultado del rendimiento a la entrada del receptor de manera directa.

Por otro lado, al igual que se realizó con la función característica  $g(Z)$  para obtener la ec. 3.44, se sustituye  $Z$  por su valor (ec. 3.37) en las correspondientes derivadas de la función característica (ec. 3.40-43), obteniendo las ecuaciones 3.56-59.

$$g'(Z) = g'\left(\frac{1}{f_0}\right) + g''\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0 + \frac{1}{2} \cdot g'''\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^2 + \frac{1}{6} \cdot g^{IV}\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^3 \quad \text{Ec. 3.56}$$

$$g''(Z) = g''\left(\frac{1}{f_0}\right) + g'''\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0 + \frac{1}{2} \cdot g^{IV}\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^2 \quad \text{Ec. 3.57}$$

$$g'''(Z) = g'''\left(\frac{1}{f_0}\right) + g^{IV}\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0 \quad \text{Ec. 3.58}$$

$$g^{IV}(Z) = g^{IV}\left(\frac{1}{f_0}\right) \quad \text{Ec. 3.59}$$

De las desigualdades establecidas en la ec. 3.54 se puede extrapolar que se cumplen también las desigualdades recogidas en la ec. 3.60.

$$\begin{aligned} \frac{1}{24} \cdot g^{IV}\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^4 &\ll \frac{1}{6} \cdot g'''\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^3 \ll \frac{1}{2} \cdot g''\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^2 \ll g'\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0 \\ \text{y } \frac{1}{24} \cdot g^{IV}\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^4 &\ll \frac{1}{6} \cdot g'''\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^3 \ll \frac{1}{2} \cdot g''\left(\frac{1}{f_0}\right) \cdot \eta_0^2 \ll -g\left(\frac{1}{f_0}\right) \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.60}$$

Por tanto, se pueden suponer igualmente despreciables las derivadas de orden mayor que 2 para los supuestos en los que se cumpla (ec. 3.60). Para dichos casos, la primera derivada vendrá dada por la ec.3.61.

$$g'(Z) = g'\left(\frac{1}{f_0}\right) = \frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1 \quad \text{Ec. 3.61}$$

Considerando casos en los que se cumplan las desigualdades recogidas en la ec.3.54 y 3.60, que como se verá en el capítulo 5 son válidas en tecnologías de CCP y CLF, sustituyendo la ec. 3.51 y 3.61 en el Modelo de 4º orden (ec. 3.39) y reordenando términos, se obtiene la ec. 3.62 para el modelo que se identificará como Modelo de 1º Orden.

$$\eta(x^*) = \left[1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}}\right] \cdot \frac{1}{NTU_{perd} \cdot x^*} \left(1 - e^{-NTU_{perd} \cdot F'_{crit} \cdot x^*}\right) \quad \text{Ec. 3.62}$$

Donde aparecen dos nuevos parámetros:  $F'_{crit}$  y  $NTU_{perd}$ , que vienen dados por la ec. 3.63 y la ec. 3.64, respectivamente.

$$F'_{crit} = \frac{1}{\frac{4 \cdot \sigma \cdot \epsilon_{ext} \cdot T_{fe}^3}{U_{rec}} + \frac{h_{ext}}{U_{rec}} + 1} = \frac{1}{\frac{U_{crit} + 1}{U_{rec}}} \quad \text{Ec. 3.63}$$

$$NTU_{perd} = \frac{(4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{fe}^3 + h_{ext}) \cdot A_{ext}}{\dot{m} \cdot c_p} = \frac{U_{crit} \cdot A_{ext}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad \text{Ec. 3.64}$$

El término  $F'_{crit}$  tiene similitudes en definición con el parámetro  $F'$  planteado por Hottel y Whillier en su modelo (ec.3.1), tal y como se verá más adelante.

Otra expresión alternativa para el Modelo de 1<sup>er</sup> Orden sería aquella en la que el rendimiento en la sección de entrada queda sin ser sustituido por su valor aproximado (ec. 3.65).

$$\eta(x^*) = \frac{\eta_0 \cdot g'(\frac{1}{f_0})}{1 - g'(\frac{1}{f_0})} \cdot \frac{1}{NTU \cdot x^*} \cdot \left( e^{\frac{1 - g'(\frac{1}{f_0})}{g'(\frac{1}{f_0})} \cdot NTU x^*} - 1 \right) = \frac{\eta_0}{F'_{crit} \cdot NTU_{perd} \cdot x^*} \cdot \left( 1 - e^{-NTU_{perd} \cdot x^* \cdot F'_{crit}} \right) \quad \text{Ec. 3.65}$$

De forma alternativa, el rendimiento a la entrada se puede calcular haciendo uso del polinomio completo o considerando los términos hasta grado 2 ó 3, obteniendo distintas aproximaciones.

Haciendo uso de la ec. 3.65 se puede entender la aproximación realizada en el desarrollo del Modelo de 4<sup>o</sup> Orden. En dicho desarrollo parte de los monomios correspondientes a la solución polinómica propuesta se correspondían con el desarrollo en serie de Taylor de una función exponencial para un valor de cero, tal y como se muestra en el apéndice A-3.1. Analizando el valor del exponente en la ec. 3.65, se puede concluir que bajo los supuestos planteados en la ec.3.54 y 60, considerando valores habituales de  $\dot{m}$ ,  $C_p$  y  $A_{ext}$  y teniendo en cuenta que  $U_{rec} \gg U_{crit}$ , se cumple que su valor es próximo a cero. En el caso de situaciones en las que los supuestos indicados no se cumplan, se estima que su valor seguirá siendo reducido, ya que de otro modo su rendimiento se correspondería con valores reducidos. En cualquier caso, simplemente limitaría el uso del modelo a áreas más reducidas (longitudes menores del receptor), que en todo caso vendrán de igual modo limitadas por la variación de las propiedades físicas del fluido de transferencia, debido a que una alta concentración supone un aumento importante de su temperatura por unidad de longitud.

Ambas expresiones del Modelo de 1<sup>er</sup> Orden tienen un amplio rango de aplicación, siendo válidas para tecnologías de concentración solar como CCP y CLF, tal y como se verá a lo largo del capítulo 5. Adicionalmente, se trata de expresiones más sencillas, ya que el rendimiento queda expresado de forma explícita (salvo el rendimiento a la entrada en el caso de considerar la función característica completa) en función de los parámetros característicos del sistema.

Por otro lado, si se recupera el modelo de Hottel y Whillier (ec.3.1), se puede identificar la importante similitud existente con la expresión obtenida:

$$\eta(x) = \left[ 1 - \frac{U_{ext} \cdot (T_{fe} - T_{ext})}{\dot{q}_{abs}''} \right] \cdot \dot{m} \cdot C_p / W \cdot x \cdot U_{ext} \cdot \left( 1 - e^{-F' \cdot W \cdot x \cdot U_{ext} / \dot{m} \cdot C_p} \right) \quad \text{Ec. 3.1}$$

Por un lado, el primero de los términos presenta una total correspondencia si se atiende a su significado físico, puesto que en ambos casos se trata de la relación entre las pérdidas al exterior, suponiendo un coeficiente de transferencia de calor al interior infinito y el flujo de calor absorbido, tal y como se puede ver en la ec. 3.66.

$$\dot{q}_{crit}'' = U_{ext} \cdot (T_{fe} - T_{ext}) = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{fe}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{fe} - T_{ext}) \quad \text{Ec. 3.66}$$

De tal modo que el coeficiente de transmisión de calor exterior vendría dado por sus componentes de radiación y convección, según la ec. 3.67:

$$U_{ext} = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{fe}^2 + T_{ext}^2) \cdot (T_{fe} + T_{ext}) + h_{ext} \quad \text{Ec. 3.67}$$

Por otro lado,  $F'$  es definido por Hottel y Whillier [1] según la ec. 3.2, tal y como se vio en el apartado 3.1.1.1:

$$F' = \frac{U_t}{U_{ext}} \quad \text{Ec. 3.2}$$

Desarrollando esta relación para el caso de un tubo desnudo, utilizado en el desarrollo del modelo, se obtiene la ec. 3.68.

$$F' = \frac{U_t}{U_{ext}} = \frac{\left( \frac{1}{U_{rec}} + \frac{1}{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \overline{T_{ro,ext}^3} + h_{ext}} \right)^{-1}}{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \overline{T_{ro,ext}^3} + h_{ext}} = \frac{U_{rec}}{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \overline{T_{ro,ext}^3} + h_{ext} + U_{rec}} \quad \text{Ec. 3.68}$$

Donde  $\overline{T_{ro,ext}^3}$  viene dado por la ec. 3.69.

$$\overline{T_{ro,ext}^3} = (T_{ro} + T_{ext}) \cdot (T_{ro}^2 + T_{ext}^2) \quad \text{Ec. 3.69}$$

Se observa una correspondencia casi total entre la ec. 3.69 y la ec. 3.63, de tal modo que el término de pérdidas dependiente de las temperaturas del receptor y exterior ( $\overline{T_{ro,ext}^3}$ ), adquiere ahora una expresión en función de parámetros conocidos dado por la ec. 3.70.

$$\overline{T_{ro,ext}^3} = 4 \cdot T_{fe}^3 \quad \text{Ec. 3.70}$$

De igual modo, el parámetro  $U_{ext}$  de la ec. 3.1 queda reemplazado por  $U_{crit}$  en el resto de los términos (salvo en el primero, como ya se ha indicado adquiere el valor marcado por la ec. 3.67).

A pesar de ser una expresión similar existen diferencias debidas a que las suposiciones para su desarrollo fueron distintas. Tal y como se comentó en el apartado 3.1.1.1, el modelo de Hottel y Whillier parte de la suposición de  $U_{ext} = \text{cte}$ .

Se puede considerar una mejora del modelo de Hottel y Whillier debido a que todos los términos dependen de parámetros conocidos o que se pueden caracterizar a priori. Además, la variación de los parámetros de pérdidas ( $\varepsilon_{ext}$  y  $h_{ext}$ ) con la temperatura de la superficie exterior del colector es menos pronunciada que en el caso de  $U_{ext}$ , el cual tiene una fuerte dependencia con respecto a dicha temperatura (función cúbica de dicha temperatura). Por tanto, el uso de valores promedio en longitudes grandes proporciona buenos resultados.

### 3.3.2 Modelo Simplificado

El Modelo de 1<sup>er</sup> Orden se puede simplificar suponiendo  $x^* = 0$ , desarrollando según Taylor la función exponencial y truncando por el segundo término se obtiene la ec. 3.71.

$$\eta = F'_{crit} \cdot \left[ 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right] \quad \text{Ec. 3.71}$$

Este modelo, denominado Modelo Simplificado, coincide con la expresión del rendimiento local, considerando sólo los monomios de grado 0 y 1 (ec. 3.55) y se podrá aplicar en determinados rangos de concentración, tal y como se verá en el capítulo 5. Pero también se puede aplicar como una aproximación del rendimiento acumulado para el colector completo utilizando la temperatura media del fluido. En este caso, sustituyendo el calor absorbido por su expresión en función de DNI, el rendimiento total se puede expresar según la ec. 3.72.

$$\eta_T = \frac{F'_{crit}}{C_g} \cdot \left[ C_g \cdot IAM \cdot \cos(\theta) \cdot \eta_{opt,pico} \cdot \eta_{sombras} \cdot \eta_{bordes} - \frac{h_{ext} \cdot (\bar{T}_f - T_{ext})}{DNI} - \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (\bar{T}_f^4 - T_{ext}^4)}{DNI} \right] \quad \text{Ec. 3.72}$$

Donde  $\bar{T}_f$  sería la temperatura media del fluido entre la entrada y la salida. Este es un modelo similar a los utilizados por algunos autores para aproximar el rendimiento (ec. 3.13-14). Sin embargo, en este caso están implicados parámetros físicos en lugar de constantes experimentales. Otra diferencia con algunos de ellos es que se trata de un polinomio de grado 4 para la temperatura del fluido, en lugar de 2, lo cual es más acorde con la dependencia de las pérdidas por radiación.

La ventaja de este último modelo es que el rendimiento se expresa como función de sólo dos parámetros adimensionales:

- $F'_{crit} = U_{rec}/(U_{rec}+U_{crit})$  el cual es una relación entre los coeficientes de transferencia de calor crítico e interno.
- $\left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right)$  que relaciona el calor disipado a los alrededores, suponiendo una temperatura de pared igual a la temperatura del fluido (con flujo de calor por radiación nulo), con el calor absorbido en la pared del tubo.

Es decir, aparecen el calor absorbido y el coeficiente de transmisión de calor al interior del receptor, relacionados con sus correspondientes parámetros críticos. De tal modo que un diseño óptimo, térmicamente hablando, tenderá a cumplir las aproximaciones expresadas en la ec. 3.73.

$$\frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \sim 0 \quad \text{y} \quad F'_{crit} = \frac{1}{\frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1} \sim 1 \quad \text{Ec. 3.73}$$

$F'_{crit}$  aparece como un factor corrector del rendimiento, por lo que permite concluir que se ha de trabajar con coeficientes de transmisión de calor lo suficientemente altos como para que  $U_{crit}$  sea despreciable. A medida que aumenta la temperatura del fluido,  $U_{crit}$  también aumenta en forma de polinomio de grado 3, por lo que es necesario un aumento importante del coeficiente de transmisión interior para compensar dicho aumento.

Una vez desarrollados el modelo principal y las dos expresiones simplificadas, se plantea un análisis de los diferentes parámetros de los que dependen, así como la generación de expresiones que permitan identificar diseños y puntos de funcionamiento óptimos.

### 3.4 Análisis paramétrico del modelo local

Para este análisis se partirá del modelo de rendimiento local ya que permite identificar efectos sobre el rendimiento de manera directa.

Como ya se ha visto anteriormente, el rendimiento local en la entrada y, por extensión para cualquier otra sección, viene dado como una de las raíces de la ecuación 3.53 que, expresada de manera general queda según la ec. 3.74:

$$f_4^* \cdot \eta_x^4 + f_3^* \cdot \eta_x^3 + f_2^* \cdot \eta_x^2 + \left( \frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1 \right) \cdot \eta_x + \left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} - 1 \right) = 0 \quad \text{Ec. 3.74}$$

Los nuevos factores adimensionales introducidos vienen dados por las ecuaciones 3.75-77:

$$f_4^* = f_4 \quad \text{Ec. 3.75}$$

$$f_3^* = T_f^* \cdot f_3 \quad \text{Ec. 3.76}$$

$$f_2^* = T_f^{*2} \cdot f_2 \quad \text{Ec. 3.77}$$

En este caso la temperatura del fluido a la entrada se sustituye por la temperatura local del fluido, ya que es una expresión válida para cualquier sección del colector.

Debido a que los términos de mayor grado son despreciables para rangos amplios de funcionamiento (ec. 3.54), la ecuación se puede truncar en diferentes exponentes, de tal manera que cuantos más términos se consideren, más preciso será el rendimiento calculado. Todos los coeficientes que multiplican al rendimiento son positivos, por lo que a medida que se tengan en cuenta un mayor número de términos, el rendimiento se irá reduciendo.

Las raíces de primer y segundo grado se pueden obtener por medio de expresiones sencillas, sin embargo, para el caso de soluciones de tercer o cuarto grado se recurre a la aplicación de un método de Newton-Raphson para obtener el resultado.

La solución de primer grado, como ya se ha visto para el rendimiento a la entrada (ec.3.55), viene dada por la ec. 3.78 y se denominará Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado.

$$\eta_{x,1er} = F'_{crit} \cdot \left[ 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right] \quad \text{Ec. 3.78}$$

Mientras que la solución de segundo grado vendrá dada por la ec. 3.79 y se denominará Modelo Local de 2<sup>o</sup> Grado.

$$\eta_{x,2o} = \frac{-\frac{1}{F'_{crit}} + \sqrt{\left( \frac{1}{F'_{crit}} \right)^2 + 4 \cdot f_2^* \cdot \left( 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right)}}{2 \cdot f_2^*} \quad \text{Ec. 3.79}$$

Se analizará la variación del rendimiento en función de cada uno de los parámetros manteniendo el resto constantes, de cara a identificar los límites de aplicación de soluciones truncadas.

### 3.4.1 Flujo de radiación absorbido por el colector

Se trata de uno de los parámetros dominantes en el cálculo del rendimiento térmico. Para su análisis se partirá de coeficientes de pérdida al exterior y de transmisión de calor al interior en el rango de trabajo de CCP. Como valores típicos en el caso de colector de vacío se podrían tomar los siguientes:

- $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
- $\varepsilon_{ext} = 0,15$
- $U_{rec} = 3500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

Tanto el coeficiente de convección hacia el exterior como la emisividad son combinación de ambos efectos, ya que se trata un sistema con varias resistencias térmicas en serie y en paralelo. En la metodología desarrollada en el capítulo 4 se expondrá su obtención. Además, tanto  $h_{ext}$  como  $\varepsilon_{ext}$  varían a su vez con la temperatura de la pared del colector, que a su vez variará con el propio flujo de radiación absorbido. Dichas variaciones, que aparecerán en un caso real, no se considerarán en este apartado, con el objetivo de simplificar la obtención de conclusiones, que a nivel cualitativo serán válidas. En el capítulo 5 se profundizará en estas variaciones de particularizada para cada una de las tecnologías.

Por otro lado, en un receptor típico como el LS-2, el flujo de radiación absorbido, considerando su rendimiento óptico, es aproximadamente  $17 \text{ kW}/\text{m}^2$ , para una  $DNI$  de  $1000 \text{ W}/\text{m}^2$ , suponiendo absorción uniforme. Finalmente, una temperatura de operación dentro del rango de trabajo con aceite térmico sería  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ . Si representamos la evolución del rendimiento en función del flujo de calor absorbido por el receptor, bajo estas condiciones, se obtiene la fig. 3.2.

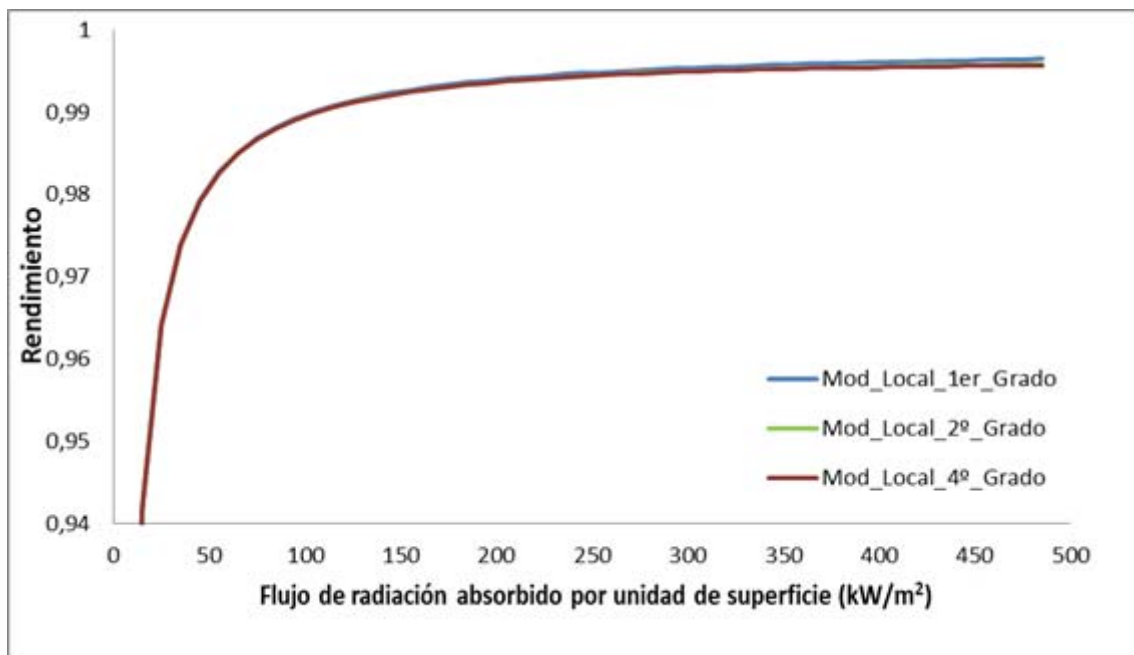


Fig. 3.2. Rendimiento térmico local en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 3500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,15$

Se observa que el rendimiento aumenta con una fuerte pendiente para valores de calor absorbido reducidos, mientras que dicha pendiente tiende a suavizarse y hacerse casi asintótica a valores altos.

Si se analiza la solución de primer grado (ec. 3.78) se puede observar que, a medida que el calor absorbido aumenta, su valor tiende de manera asintótica a  $F'_{crit}$ , que sería el límite máximo alcanzable mediante el aumento de la concentración solar (en el caso que el modelo fuese válido a altas concentraciones solares).

En este caso los valores críticos del sistema serían:

- $\dot{q}''_{crit} = 0,851 \text{ kW/m}^2$
- $U_{crit} = 6,41 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

Por tanto, flujos de calor absorbido del entorno de  $17 \text{ kW/m}^2$ , aunque están alejados del valor crítico, todavía no lo están lo suficiente, como para entrar en la zona de pendiente reducida. Sin embargo, el valor del coeficiente de transmisión al interior si estaría lo suficientemente alejado ( $F'_{crit} = 0,99$ ). Para dicho flujo se estaría trabajando en la zona de fuerte pendiente, con rendimientos un 5% inferior al máximo reflejado en la gráfica. Por otro lado, este máximo variará a medida que se consideren otros modelos que incorporen más términos y se tenga en cuenta la variación de  $\epsilon_{ext}$  con la temperatura.

En los siguientes subapartados se trabaja con los modelos locales de cara a obtener el rendimiento máximo alcanzable en función del flujo de calor absorbido.

### 3.4.1.1 Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de los modelos locales de primer y segundo grado

Si se hace la derivada parcial del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado en función del calor absorbido se obtiene la ec. 3.80.

$$\frac{\partial \eta_{x,1er}}{\partial \dot{q}''_{abs}} = F'_{crit} \cdot \frac{\dot{q}''_{crit}}{(\dot{q}''_{abs})^2} \quad \text{Ec. 3.80}$$

Su valor será siempre positivo y más alto a medida que los parámetros críticos ( $\dot{q}''_{crit}$  y  $F'_{crit}$ ) también lo sean. Por consiguiente, cuanto mayor sea el valor de dichos parámetros, mayor será la caída en el rendimiento del receptor a medida que se reduce la concentración. En este caso, la derivada tendería a cero a medida el calor absorbido crece, por lo que la solución de primer grado no presenta un máximo.

Sin embargo, si se analiza la derivada de la solución de 2<sup>o</sup> Grado (ec. 3.81) se obtiene que se anulará para un determinado valor del flujo de calor absorbido.

$$\frac{\partial \eta_{x,2o}}{\partial \dot{q}''_{abs}} = \frac{2 \cdot f_2^* \cdot \frac{\partial \left( \left( \frac{1}{F'_{crit}} \right)^2 + 4 \cdot f_2^* \cdot \left( 1 - \frac{\dot{q}''_{crit}}{\dot{q}''_{abs}} \right) \right)}{\partial \dot{q}''_{abs}} - 2 \cdot \frac{\partial f_2^*}{\partial \dot{q}''_{abs}} \cdot \left( -\frac{1}{F'_{crit}} + \sqrt{\left( \frac{1}{F'_{crit}} \right)^2 + 4 \cdot f_2^* \cdot \left( 1 - \frac{\dot{q}''_{crit}}{\dot{q}''_{abs}} \right)} \right)}{4 \cdot f_2^{*2}} \quad \text{Ec. 3.81}$$

Donde la derivada del valor adimensional  $f_2^*$  (sin considerar la variación de  $\epsilon_{ext}$  en función de la temperatura) viene dada por la ec. 3.82:



$$\frac{\partial f_2^*}{\partial \dot{q}_{abs}''} = 6 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left(\frac{T_f}{U_{rec}}\right)^2 \quad \text{Ec. 3.82}$$

Igualando el valor de la derivada a cero (ec. 3.81) y desarrollando se obtiene la ec. 3.83:

$$\dot{q}_{abs}'' \cdot \frac{12 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left(\frac{T_f}{U_{rec}}\right)^2}{\sqrt{\left(\frac{1}{F'_{crit}}\right)^2 + 4 \cdot f_2^* \cdot \left(1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''}\right)}} = -\frac{1}{F'_{crit}} + \sqrt{\left(\frac{1}{F'_{crit}}\right)^2 + 4 \cdot f_2^* \cdot \left(1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''}\right)} \quad \text{Ec. 3.83}$$

Si se pasa el denominador multiplicando y se reordenan términos en la ec. 3.83 se obtiene la ec. 3.84:

$$\sqrt{\left(\frac{1}{F'_{crit}}\right)^2 + 4 \cdot f_2^* \cdot \left(1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''}\right)} = \frac{1}{F'_{crit}} - 24 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left(\frac{T_f}{U_{rec}}\right)^2 \cdot F'_{crit} \cdot \dot{q}_{crit}'' + 2 \cdot f_2^* \cdot F'_{crit} \quad \text{Ec. 3.84}$$

Elevando al cuadrado a ambos lados de la ec. 3.84 y despejando se obtiene la siguiente ecuación de segundo grado (ec.3.85):

$$\dot{q}_{abs}''^2 - 4 \cdot \dot{q}_{crit}'' \cdot \dot{q}_{abs}'' - \left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{6 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left(\frac{T_f}{U_{rec}}\right)^2 \cdot F'_{crit}} - 4 \cdot \dot{q}_{crit}''^2 \right) = 0 \quad \text{Ec. 3.85}$$

Una de las raíces del polinomio en la ec. 3.85 se corresponderá con el valor de flujo de radiación absorbido para el que se alcanza máximo rendimiento (ec. 3.86):

$$\dot{q}_{abs/max}'' = 2 \cdot \dot{q}_{crit}'' + \frac{1}{F'_{crit}} \cdot \sqrt{\frac{\dot{q}_{crit}''}{6 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left(\frac{T_f}{U_{rec}}\right)^2}} = 2 \cdot \dot{q}_{crit}'' + \frac{U_{rec}}{F'_{crit} \cdot T_f} \cdot \sqrt{\frac{\dot{q}_{crit}''}{6 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext}}} \quad \text{Ec. 3.86}$$

El valor máximo depende del resto de parámetros característicos del problema:  $T_f$ ,  $U_{rec}$ ,  $\varepsilon_{ext}$  y  $h_{ext}$ .

El valor para el que se alcanza el máximo rendimiento se reduce a medida que:

- Disminuye el coeficiente de transmisión hacia el interior.
- Disminuye la temperatura del fluido, ya que el valor del flujo de calor crítico depende de la temperatura del fluido elevada a 4.

La variación en función de los coeficientes de transmisión de calor al exterior se analizará más adelante.

La ecuación 3.70 tiene dos limitaciones importantes para su validez:

- El valor del máximo debe encontrarse en el rango de validez del Modelo 2º Grado.
- La variación de parámetros como la emisividad o el coeficiente de convección al exterior, en general, son función de la temperatura de la superficie exterior del colector.

Sin embargo, esta expresión sirve para apuntar la existencia de este máximo en rangos de trabajo usados concentración solar y pone de manifiesto a nivel cualitativo la dependencia paramétrica del valor correspondiente para dicho máximo. Algunas tecnologías trabajarán en sus cercanías e incluso más allá de este valor máximo, tal y como se verá en el capítulo 5.

Para observar la aparición del máximo en el entorno de valores de flujo de radiación absorbido representados, bastaría con reducir el valor del coeficiente de transmisión hacia interior, pasando a un valor de  $1.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  (fig. 3.3).

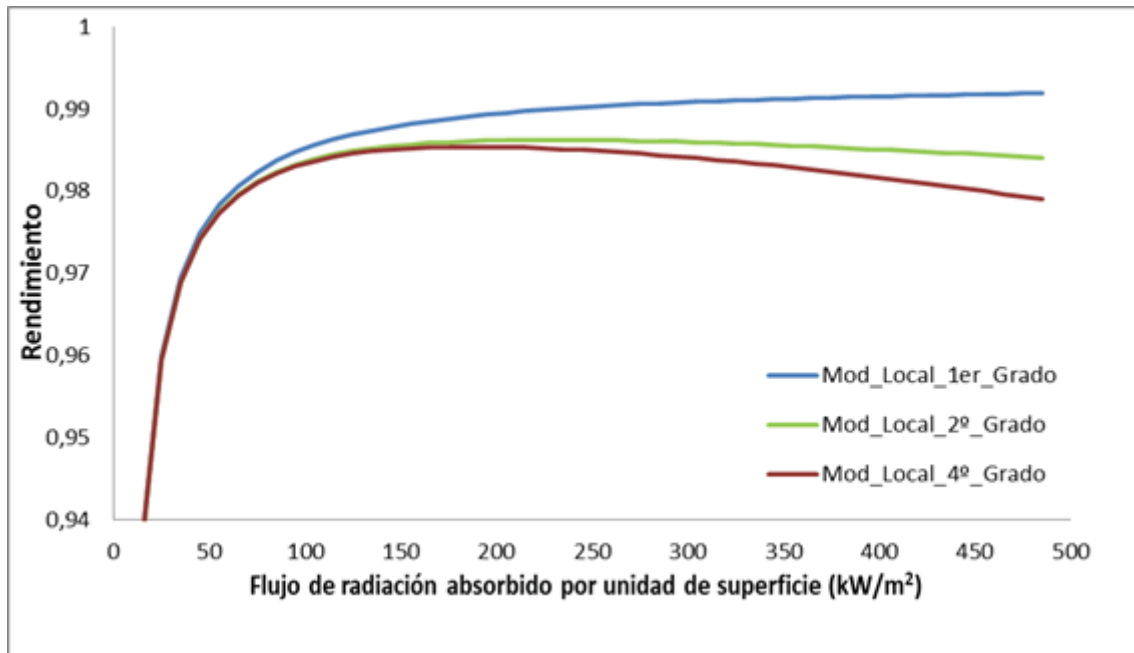


Fig. 3.3. Rendimiento térmico local en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ °C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$

Se observa cómo en este caso, aparece un rendimiento máximo para un valor determinado de flujo de radiación absorbido. Además, se puede ver cómo el resultado del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado comienza a separarse del resultado real a media que el flujo de radiación absorbido se acerca a dicho máximo, mientras que, en el caso del resultado del Modelo Local de 2<sup>º</sup> Grado, esta separación ocurre a valores de flujo algo superiores.

Bien como referencia para el caso de tecnologías de concentración media o bien como objetivo en el caso de concentraciones altas, es interesante poder aproximar bien el valor del máximo rendimiento alcanzable y saber con qué valores de concentración se obtiene. A lo largo del capítulo 5 se realizará un análisis de los puntos de trabajo de cada diseño en función de este máximo, teniendo en cuenta los valores típicos de cada uno de los parámetros para cada una de las tecnologías.

Para ello, se debería derivar el valor del rendimiento en función del flujo de radiación absorbido por el colector. Como el rendimiento es el lugar de las raíces de un polinomio de grado 4, se hace complicado poder despejar un valor de calor absorbido en el que dicha derivada se anule. Se continúa por tanto con la búsqueda de aproximaciones del rendimiento, derivables (con derivada próxima a la real) que permitan acotar el dicho valor.

### 3.4.1.2 Otras aproximaciones al flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo. Modelo Local Basado en $T_{ro}$

Tal y como se observa en la fig. 3.2, las diferencias en el cálculo del rendimiento entre el Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado y el Modelo Local de 4<sup>o</sup> Grado son reducidas. Por tanto, si se calcula la temperatura en la pared exterior del colector haciendo uso del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado, la diferencia con la real será reducida. A partir de dicha temperatura se puede formular una nueva aproximación del rendimiento.

La temperatura en la pared exterior del receptor se puede expresar en función del rendimiento según la ec. 3.87.

$$\dot{q}_u'' = U_{rec} \cdot [T_{ro} - T_f(x)] = \dot{q}_{abs}'' \cdot \eta_{x,1^{er}} \quad \text{Ec. 3.87}$$

Sustituyendo por el valor de dicho rendimiento y despejando, se obtiene la ec. 3.88.

$$T_{ro} = \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f \quad \text{Ec. 3.88}$$

Se define un nuevo sistema equivalente con una temperatura de pared en receptor superior a la del fluido y que se relaciona con esta a través de la introducción de los parámetros críticos según la ec. 3.88.

Se parte de esta temperatura en pared para obtener una nueva ecuación para el rendimiento (ec. 3.89)

$$\eta_{x,T_{ro}} = 1 - \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f \right)^4 - T_{ext}^4 \right) + h_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f - T_{ext} \right)}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 3.89}$$

Este modelo se denominará Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  (ec.3.89).

Habiendo supuesto un rendimiento superior al real en la ec. 3.87, para la estimación de la temperatura en pared, ésta será siempre superior a la real y por tanto el rendimiento calculado por este modelo (ec. 3.89) será siempre inferior al real.

Si se representa gráficamente dicho rendimiento para el caso de coeficiente de transmisión interior igual a 1.000 W/(m<sup>2</sup>·K), se obtiene la fig. 3.4.

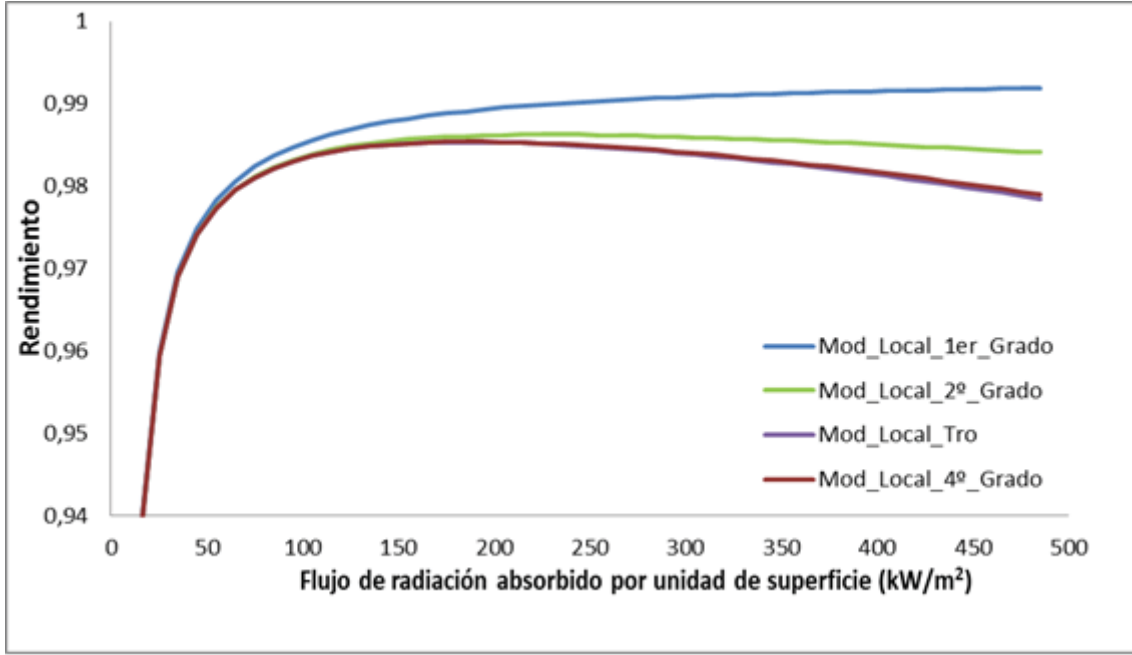


Fig. 3.4. Rendimiento térmico local en función del flujo de radiación absorbido para:  
 $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,15$

Se trata de un modelo explícito que permite la derivación en función del flujo de radiación absorbido, de cara a obtener el valor para rendimiento máximo (ec. 3.90).

$$\frac{\partial \eta_{x,Tro}}{\partial \dot{q}_{abs}} = - \frac{F'_{crit}}{U_{rec}} \cdot \frac{\left( 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs} - \dot{q}_{crit}}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f \right)^3 + h_{ext} \right)}{\dot{q}_{abs}} + \frac{(1 - \eta_{x,Tro})}{\dot{q}_{abs}} = \frac{1}{\dot{q}_{abs}} \cdot \left[ (1 - \eta_{x,Tro}) - \frac{F'_{crit} \cdot U_{crit/Tro}}{U_{rec}} \right] \quad \text{Ec. 3.90}$$

Por analogía se identifica un nuevo parámetro  $U_{crit/Tro}$ , dado por la ec. 3.91.

$$U_{crit/Tro} = 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs} - \dot{q}_{crit}}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f \right)^3 + h_{ext} \quad \text{Ec. 3.91}$$

Se trata de un coeficiente de transmisión de calor crítico que adquiere una forma similar al coeficiente de transmisión crítico, pero en el que la temperatura del fluido se sustituye por la aproximación de la temperatura en pared.

El valor de rendimiento máximo se alcanzará cuando los dos términos que componen la derivada (ec. 3.92).

$$\frac{F'_{crit}}{U_{rec}} \cdot \frac{U_{crit/Tro}}{\dot{q}_{abs}} = (1 - \eta_{x,Tro}) \quad \text{Ec. 3.92}$$

Operando en la ec. 3.92 y despejando se obtiene la ecuación 3.93.

$$\begin{aligned}
 & -3 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec} + U_{crit}} \right)^4 + 8 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} - T_f \right) \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec} + U_{crit}} \right)^3 - 6 \cdot \\
 & \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} - T_f \right)^2 \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec} + U_{crit}} \right)^2 + \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left[ \left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} - T_f \right)^4 - T_{ext}^4 \right] - h_{ext} \cdot \\
 & \left[ \left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} - T_f \right) + T_{ext} \right] = 0
 \end{aligned} \tag{Ec. 3.93}$$

Una de las raíces del polinomio de cuarto grado será el valor de flujo de calor para rendimiento máximo.

Teniendo en cuenta los parámetros de transmisión de calor hacia el exterior utilizados en los anteriores cálculos, considerando un rango de temperaturas en el fluido entre 100 y 1000°C y suponiendo un coeficiente de transmisión de calor interior de 1000 W/(m<sup>2</sup>·K) se obtienen los valores de flujo de calor para rendimiento máximo obtenidos con esta aproximación y la obtenida a través del Modelo Local de 2º Grado, tal y como se muestra en la figura 3.5.

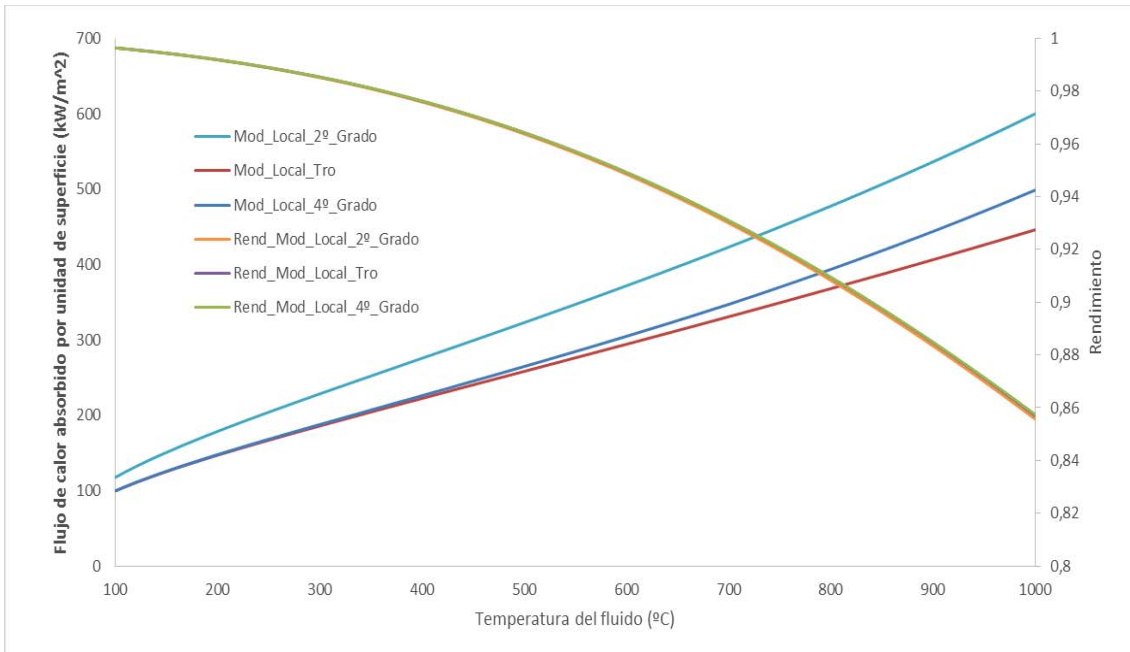


Fig. 3.5. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,15$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido

También se representan gráficamente los valores correspondientes al flujo de calor para rendimiento máximo, basados en el Modelo Local de 4º Grado (ec. 3.74).

Al contrario que la aproximación anterior (ec. 3.86), en este caso, el valor de flujo de calor obtenido será inferior al valor exacto ya que, al sobrestimar la temperatura en pared, la caída en el rendimiento comienza para flujos de radiación absorbida menores. De este modo ambas aproximaciones acotarían el valor exacto (bajo el supuesto en el que los coeficientes de transmisión de calor al exterior no dependiesen de la temperatura en la pared del colector).

Se observa que a medida que aumenta la temperatura del fluido, también lo hace el flujo de calor para rendimiento máximo. Por tanto, para trabajar a altas temperaturas (considerando el mismo sistema) con rendimientos máximos sería necesario aumentar el factor de concentración.

También se observa que para temperaturas por debajo de 500°C, los valores de calor obtenidos por aproximación basada en la temperatura en pared son muy cercanos a los exactos. A medida que aumenta la temperatura, dichos valores tienden a acercarse más a la aproximación basada en el Modelo Local de 2º Grado, alejándose del anterior. Este aspecto se analizará con mayor profundidad en el apartado correspondiente a los rangos de aplicación de cada uno de los modelos (apartado 3.4).

Además, se observa que los rendimientos son muy similares (fig. 3.5), ya que en la región cercana al máximo la pendiente es, en general, muy reducida.

La ecuación 3.86 se puede simplificar más, debido a que la influencia de algunos términos es muy reducida en casos que no sean extremos. Se define una nueva variable  $Y$  según la ec. 3.94.

$$Y = \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec} + U_{crit}} \quad \text{Ec. 3.94}$$

Salvo en casos muy extremos y de poco interés se va a cumplir la siguiente inecuación (ec. 3.95).

$$\frac{\dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} \ll T_f \quad \text{Ec. 3.95}$$

Haciendo el cambio de variable propuesto en la ec. 3.94, sustituyendo en la ec. 3.93 y aplicando la inecuación 3.95, se obtiene la ec. 3.96:

$$-3 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot Y^4 - 8 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_f \cdot Y^3 - 6 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_f^2 \cdot Y^2 + \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot [T_f^4 - T_{ext}^4] + h_{ext} \cdot [T_f - T_{ext}] = 0 \quad \text{Ec. 3.96}$$

Las dos aproximaciones desarrolladas (ec. 3.86 y ec. 3.93 o ec. 3.96) para la obtención del rendimiento máximo tienen las mismas limitaciones en un caso real, es decir, dependen de que el máximo esté en el rango de validez de la aproximación y el hecho de que en un caso real los coeficientes de transmisión de calor al exterior dependerán a su vez la temperatura en la pared del colector. Sin embargo, ambas muestran a nivel cualitativo de forma adecuada el comportamiento del receptor.

Para intentar evitar estas limitaciones se plantean otras vías que puedan dar una solución general. Estas nuevas vías se desarrollan en el siguiente apartado.

### 3.4.1.3 Solución general al cálculo del flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo

Hasta ahora se ha analizado el efecto sobre el máximo de la temperatura del fluido (fig. 3.5), pero no se ha tenido en cuenta el efecto de  $U_{rec}$ , que es otro parámetro importante en el rendimiento térmico de un receptor. Haciendo uso del Modelo Local de 4º Grado se representan gráficamente los flujos de radiación absorbidos para rendimiento máximo y dicho rendimiento para distintos valores del coeficiente de transmisión de calor al interior (fig. 3.6).

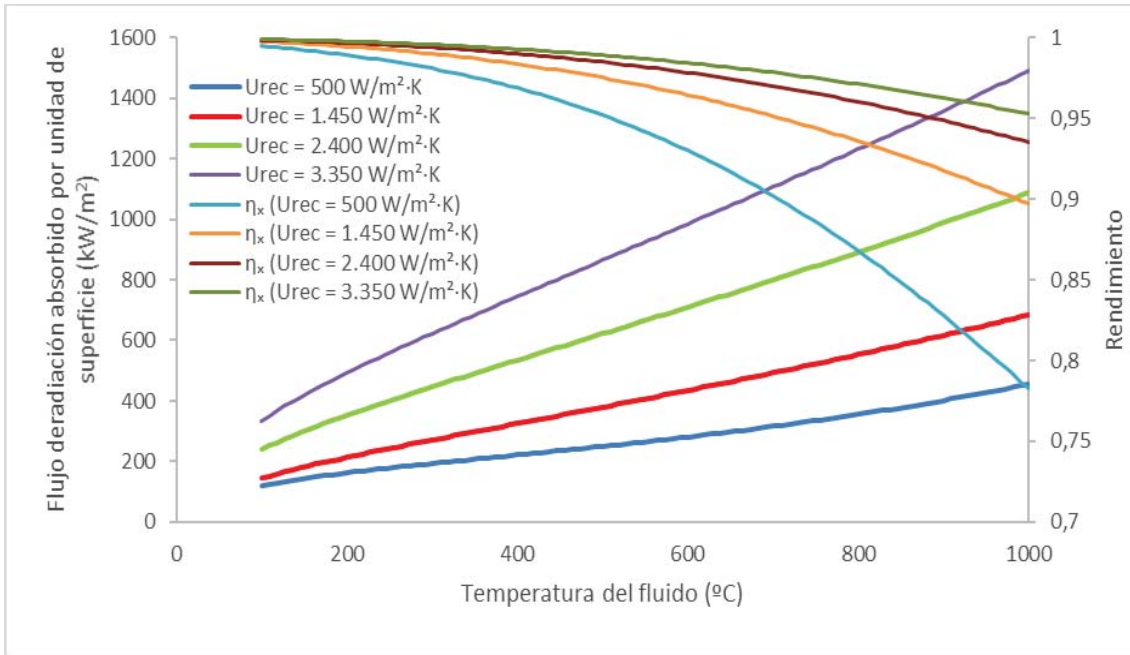


Fig. 3.6. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido, para:  $U_{rec} = 500, 1450, 2400$  y  $3350 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$ . Rendimiento local máximo en función de la temperatura del fluido

Se observa cómo a medida que aumenta el coeficiente de transmisión interior, el flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo también aumenta. El rendimiento obtenido es igualmente mayor.

Por otro lado, si para los casos de la anterior gráfica se representa la temperatura en pared en función de la temperatura del fluido para los puntos de rendimiento máximo (fig. 3.7), se obtiene una tendencia que es independiente del valor de  $U_{rec}$

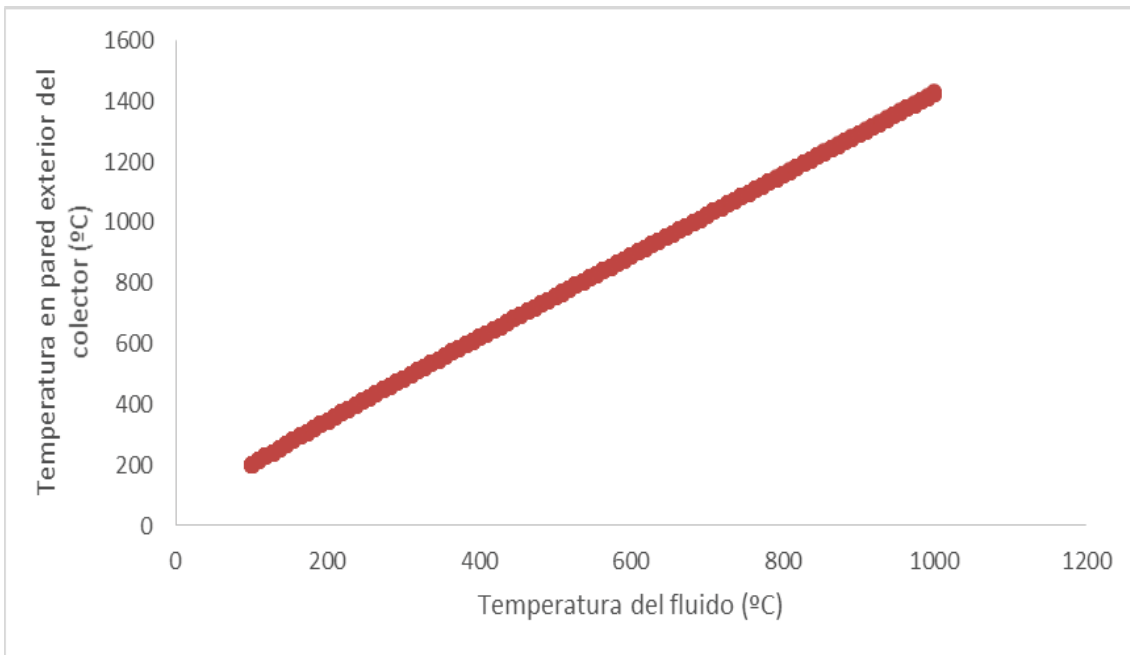


Fig. 3.7. Temperatura de la superficie exterior del colector en función de la temperatura del fluido para:  $U_{rec} = 500, 1450, 2400$  y  $3350 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$

Una vez obtenida la temperatura en pared del receptor para rendimiento máximo, sería directa la obtención de los valores de flujo de calor absorbido y rendimiento para dichos puntos. Puesto que la temperatura del receptor en los puntos de máximo rendimiento no depende de  $U_{rec}$ , a través de esta vía se reducirá el número de variables necesarias para la obtención de dichos puntos.

Este hecho se puede demostrar partiendo de la expresión del rendimiento, expresada en función de la temperatura en pared (ec. 3.97):

$$\eta_x = \frac{1}{1 + \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{ro} - T_{ext})}{U_{rec} \cdot (T_{ro} - T_f)}} \quad \text{Ec. 3.97}$$

Si se deriva el denominador en función de la temperatura en pared y se iguala a cero (e. 3.98), considerando constantes, tanto la emisividad como el coeficiente convectivo hacia el exterior, se obtendrá su valor para rendimiento máximo.

$$d \left( \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{ro} - T_{ext})}{U_{rec} \cdot (T_{ro} - T_f)} \right) = 0$$

$$\xrightarrow{\text{operando}} 3 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot U_{rec} \cdot T_{ro}^4 - 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot U_{rec} \cdot T_f \cdot T_{ro}^3 + \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot U_{rec} \cdot T_{ext}^4 + h_{ext} \cdot U_{rec} \cdot (T_{ext} - T_f) = 0 \quad \text{Ec. 3.98}$$

Se observa cómo el coeficiente de transmisión de calor al interior aparece en todos los términos, por lo que simplificando se obtiene la ec. 3.99.

$$3 \cdot T_{ro}^4 - 4 \cdot T_f \cdot T_{ro}^3 + \left[ T_{ext}^4 + \frac{h_{ext}}{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}} \cdot (T_{ext} - T_f) \right] = 0 \quad \text{Ec. 3.99}$$

Por tanto, el valor de la temperatura en superficie del receptor, para la que se alcanza rendimiento máximo, no depende de  $U_{rec}$ , tal y como se había visto en la fig. 3.7.

Por otro lado, se observa que, si el coeficiente de convección al exterior se puede considerar nulo, entonces la dependencia de la temperatura en la pared se reduce a la temperatura del fluido y la exterior únicamente (ec.3.100).

$$3 \cdot T_{ro}^4 - 4 \cdot T_f \cdot T_{ro}^3 + T_{ext}^4 = 0 \quad \text{Ec. 3.100}$$

Partiendo de este resultado se podría correlacionar la temperatura en pared para rendimiento máximo en función de las variables que depende. Para el caso de  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , según la ec. 3.101 y para el caso de  $h_{ext} \neq 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  según la ec. 3.102.

$$T_{ro} = K_a(T_f, T_{ext}) \quad \text{Ec. 3.101}$$

$$T_{ro} = K_b(T_f, h_{ext}, \varepsilon_{ext}, T_{ext}) \quad \text{Ec. 3.102}$$

Para el caso de coeficiente de convección despreciable, como se conoce la solución, suponiendo el término de temperatura exterior despreciable frente al resto de términos ( $T_{ro} = 4/3 \cdot T_f$ ), se puede aplicar una única iteración del método Newton-Raphson para obtener una buena aproximación de la solución (ec. 3.103).



$$T_{ro} = \frac{4}{3} \cdot T_f - \frac{9}{64} \cdot \frac{T_{ext}^4}{T_f^3} \quad \text{Ec. 3.103}$$

Se trata de una aproximación adecuada para temperaturas del fluido superiores a 100°C. Para temperaturas muy altas con respecto a la exterior ( $T_f - T_{ext} > 700^\circ\text{C}$  aproximadamente) se podría considerar tan sólo el primer término.

A partir de esta temperatura en pared, se podrían obtener el flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo y dicho rendimiento máximo, que en su forma más general se expresarían según las ecuaciones 3.104 y 3.105 respectivamente.

$$\dot{q}_{abs/max}'' = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \left( K_b(T_f, h_{ext}, \varepsilon_{ext}, T_{ext}) \right)^4 - T_{ext}^4 \right) + h_{ext} \cdot \left( \left( K_b(T_f, h_{ext}, \varepsilon_{ext}, T_{ext}) \right) - T_{ext} \right) + U_{rec} \cdot \left( K_b(T_f, h_{ext}, \varepsilon_{ext}, T_{ext}) - T_f \right) \quad \text{Ec. 3.104}$$

$$\eta_{x,max} = \frac{U_{rec} \cdot (K_b(T_f, h_{ext}, \varepsilon_{ext}) - T_f)}{\dot{q}_{abs/max}''} \quad \text{Ec. 3.105}$$

Aunque el valor de la temperatura en pared no depende del coeficiente de transmisión de calor al interior, tanto el flujo de radiación como el rendimiento en el punto máximo sí dependen de dicho coeficiente, tal y como se observaba en la fig. 3.6.

Partiendo de la misma base, se puede plantear la consecución de una solución para cualquier caso real en el que la dependencia de los coeficientes de transmisión de calor al exterior con respecto a la temperatura en pared no sea despreciable. En un caso general la derivada del rendimiento en función de la temperatura en pared se debería expresar según la ec. 3.106:

$$\frac{d\eta_x}{dT_{ro}} = \frac{\partial \eta_x}{\partial T_{ro}} + \frac{\partial \eta_x}{\partial \varepsilon_{ext}} \cdot \frac{d\varepsilon_{ext}}{dT_{ro}} + \frac{\partial \eta_x}{\partial h_{ext}} \cdot \frac{dh_{ext}}{dT_{ro}} \quad \text{Ec. 3.106}$$

Por otro lado, una buena aproximación para dichas dependencias serían funciones lineales, tal y como se expresa en las ecuaciones 3.107 y 3.108. Dichas dependencias se analizarán en el capítulo 5, para las distintas tecnologías y sus diseños.

$$h_{ext} = h_{ext,0} + h_{ext,1} \cdot T_{ro} \quad \text{Ec. 3.107}$$

$$\varepsilon_{ext} = \varepsilon_{ext,0} + \varepsilon_{ext,1} \cdot T_{ro} \quad \text{Ec. 3.108}$$

En ese caso la solución para la temperatura en pared sería una de las raíces del polinomio en la ec. 3.109.

$$4 \cdot \varepsilon_{ext,1} \cdot \sigma \cdot T_{ro}^5 + (3 \cdot \varepsilon_{ext,0} - 5 \cdot \varepsilon_{ext,1} \cdot T_f) \cdot \sigma \cdot T_{ro}^4 - 4 \cdot \varepsilon_{ext,0} \cdot T_f \cdot \sigma \cdot T_{ro}^3 + h_{ext,1} \cdot T_{ro}^2 - 2 \cdot h_{ext,1} \cdot T_f \cdot T_{ro} + [(\varepsilon_{ext,1} \cdot T_f + \varepsilon_{ext,0}) \cdot \sigma \cdot T_{ext}^4 + (h_{ext,1} \cdot T_f + h_{ext,0}) \cdot T_{ext} - h_{ext,0} \cdot T_f] = 0 \quad \text{Ec. 3.109}$$

Al igual que lo ya expuesto para el anterior supuesto (ec. 3.99) se obtiene que el valor de la temperatura en la pared del colector no va a depender del coeficiente de transmisión de calor al interior.

Aplicando las ecuaciones 3.104 y 3.105 para los valores de temperatura en pared obtenidos según esta ecuación (ec. 3.109), se obtendrán los correspondientes valores de flujo de radiación para rendimiento máximo y dicho rendimiento máximo.

En varios casos, debido a que la variación de los coeficientes de transmisión en función de la temperatura es reducida, los términos correspondientes a las derivadas parciales de estos coeficientes pueden considerarse despreciables. Se van a evaluar de nuevo las diferencias entre las distintas aproximaciones, considerando ahora coeficientes variables. Se supone un coeficiente convectivo nulo y una emisividad que evoluciona según la curva de la ec. 3.110. Se obtiene la fig. 3.8.

$$\varepsilon_{ext} = 0,1 + 0,00005 \cdot T_{ro} \quad [-] \quad \text{Ec. 3.110}$$

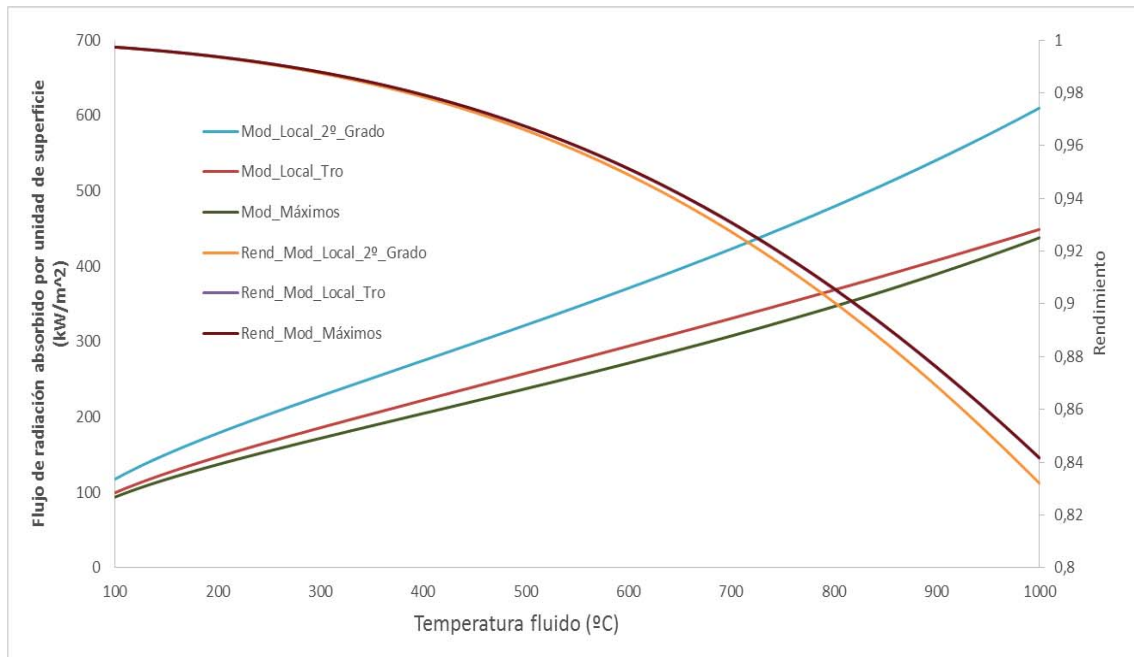


Fig. 3.8. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,1 + 0,00005 \cdot T_{ro}$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido.

El resultado de la ecuación 3.109 se representa bajo la etiqueta de Mod\_Máximos. Los valores obtenidos a través del Modelo Local de 4º Grado no se representan, debido a que coinciden con los de dicha ecuación (ec. 3.109).

Para el caso de los modelos basados en la derivación de rendimientos locales (ec. 3.86 y ec. 3.93), se observa que se mantienen diferencias importantes con respecto el modelo de 2º grado y siguen siendo reducidas en el caso del modelo basado en la temperatura en pared. En el caso del rendimiento las diferencias son muy reducidas debido que en la zona de máximo la función del rendimiento tiene una pendiente reducida.

Si se suponen variables ambos coeficientes según la ec. 3.111 y la ec. 3.112, se obtiene la fig. 3.9.

$$h_{ext} = 1 + 0,002 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right] \quad \text{Ec. 3.111}$$

$$\varepsilon_{ext} = 0,1 + 0,0001 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad [-] \quad \text{Ec. 3.112}$$

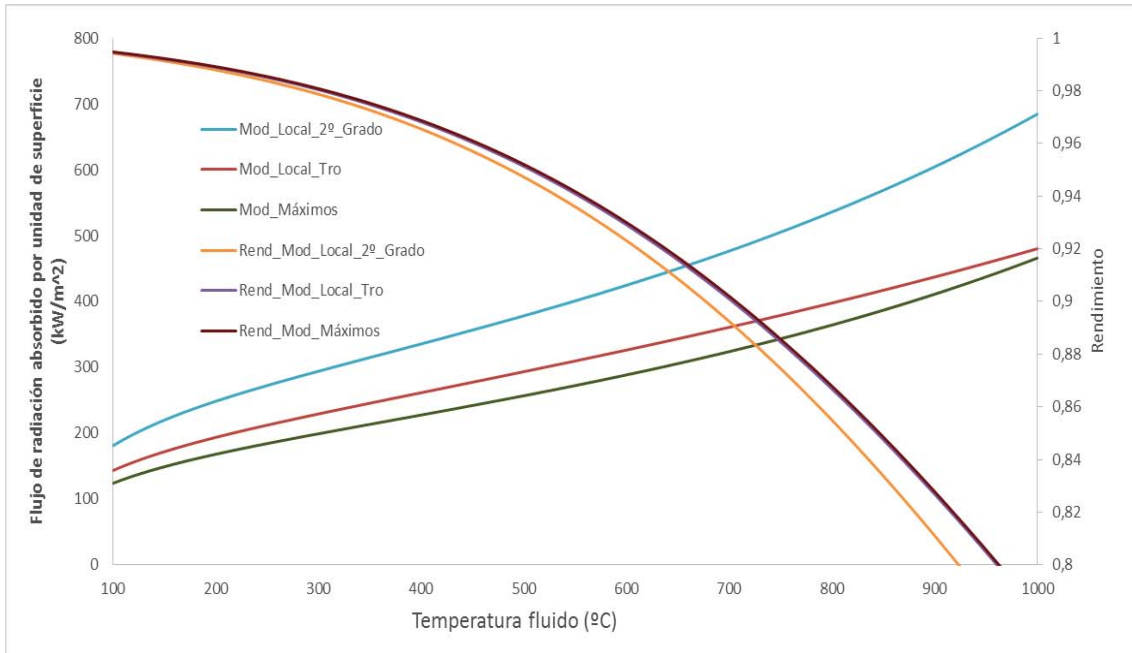


Fig. 3.9. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para:  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $h_{ext} = 1+0,0012\cdot T_{ro} [\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})]$  y  $\epsilon_{ext} = 0,1+0,0001\cdot T_{ro}$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido.

Las funciones escogidas para ambos coeficientes están dentro del rango de las esperables en CCP.

A la vista de los resultados se puede concluir que, aunque los resultados aportados por el modelo basado en la temperatura en el receptor (ec. 3.93) se pueden considerar como una primera aproximación, ninguno de los modelos desarrollados con anterioridad suponen una ventaja con respecto a la aproximación general (ec. 3.109). En el caso de la aproximación del modelo de segundo grado los resultados se separan bastante de los reales.

Por tanto, se recurrirá a las ecuaciones 3.99 o 3.109 como base para la obtención de los valores de rendimiento máximo y flujo de radiación para rendimiento máximo. El resto de las aproximaciones, aunque no se utilizarán a priori para la obtención de dichos parámetros, el trabajo realizado para su desarrollo sí ha dado lugar a la obtención de nuevos modelos locales para el rendimiento (ec. 3.79 y ec. 3.89) que, como se verá en el capítulo 5, tienen un rango de aplicación en el que, siendo sus resultados precisos, pueden simplificar su obtención.

### 3.4.1.4 Influencia de cada uno de los parámetros sobre el flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo

Tal y como ya se ha comentado, los aumentos de la temperatura del fluido y del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior producirán un aumento del flujo de radiación para rendimiento máximo. Por otro lado, el aumento de temperatura tenderá a reducir el rendimiento máximo, mientras que el aumento del coeficiente de transmisión tenderá a aumentarlo.

Si se supone un hipotético diseño en el que se consiguiese anular el efecto convectivo ( $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ), con  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , para distintas emisividades se obtiene la figura 3.10, dónde se toman como valores característicos de emisividades: 0,1; 0,2 y 0,3.

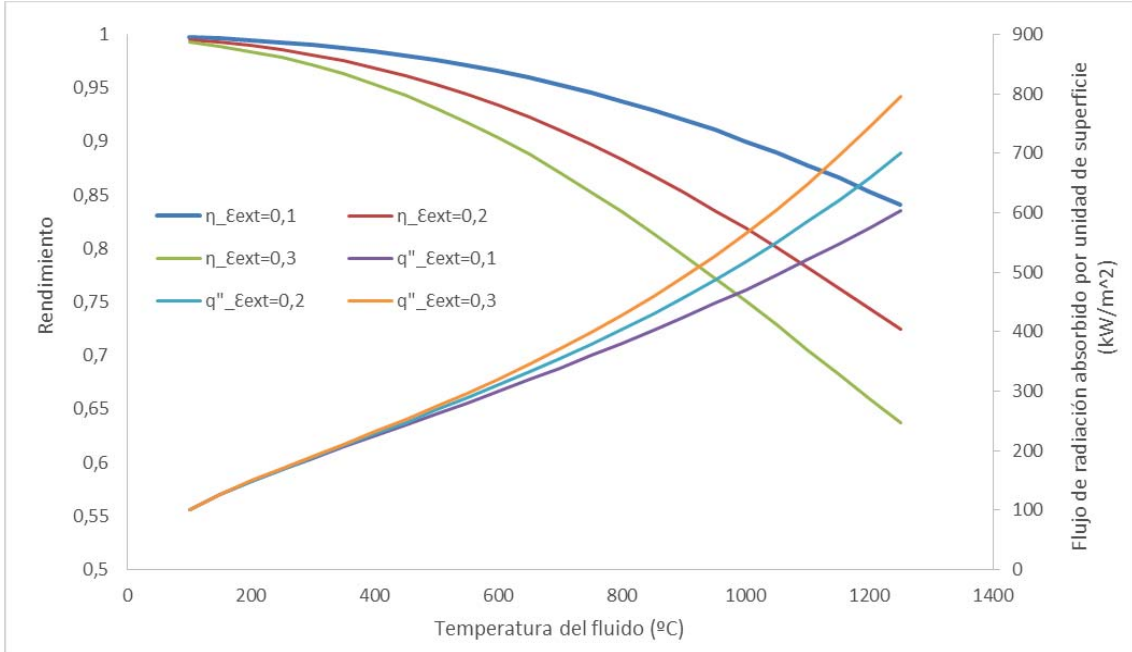


Fig. 3.10. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para:  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,1; 0,2$  y  $0,3$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido

En la fig. 3.10 se observa que:

- Según se aumenta la emisividad disminuye el rendimiento máximo. Sin embargo, dicho rendimiento máximo se obtiene para flujos de radiación absorbidos superiores.
- A medida que se aumenta la temperatura del fluido, las diferencias, considerando los distintos valores de emisividad, se incrementan para ambos parámetros.

Considerando  $U_{rec} = 500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  se obtiene la fig. 3.11.

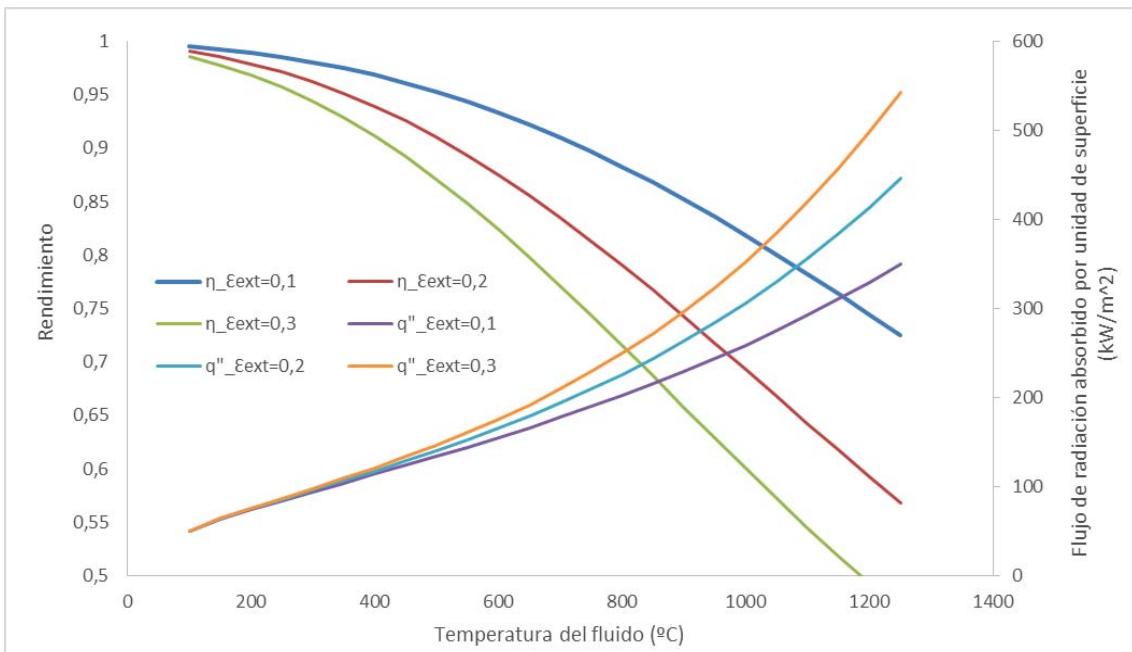


Fig. 3.11. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para:  $U_{rec} = 500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,1; 0,2$  y  $0,3$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido

El valor máximo se alcanza para flujos de radiación absorbidos menores. Igualmente, los rendimientos máximos se reducen bastante con respecto a los anteriores. Esto puede suponer:

- La necesidad de aumentar en exceso la velocidad del gas en sistemas de alta concentración, buscando coeficientes de transmisión lo más altos posible.
- El trabajo con gases en alta concentración puede llevar a sistemas que estén trabajando por encima del rendimiento máximo y con rendimientos térmicos bajos.

Si además se considera un coeficiente de convección exterior  $h_{ext} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ , se obtiene la fig. 3.12.

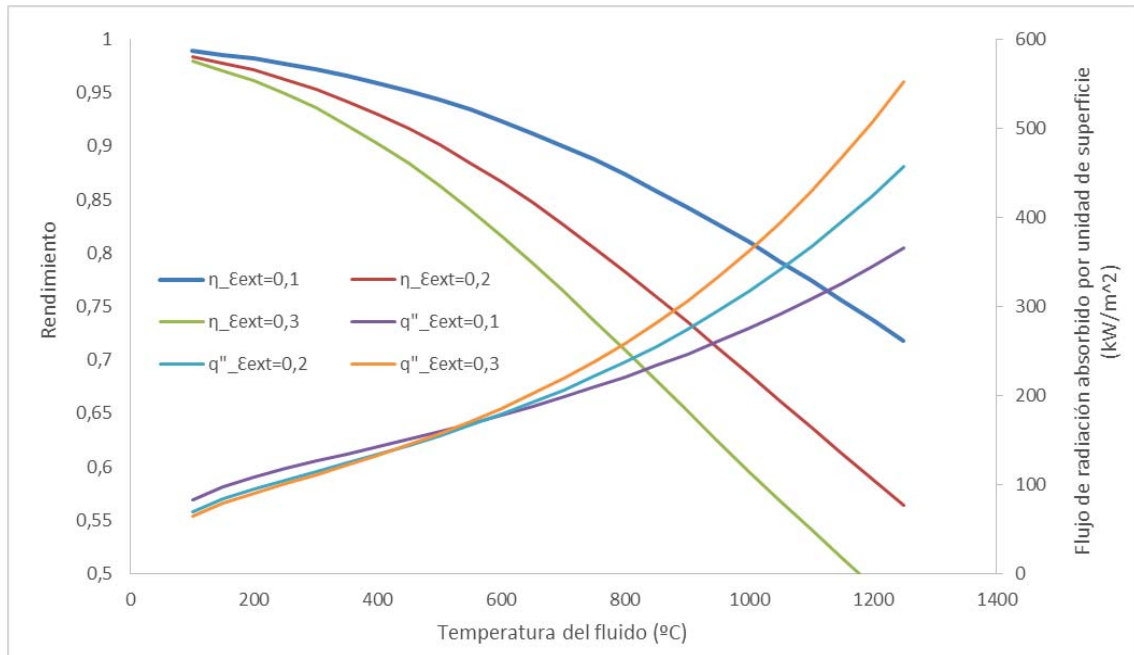


Fig. 3.12. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para:  $U_{rec} = 500 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $h_{ext} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,1; 0,2$  y  $0,3$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido

Se observa que hay una región donde dominan las pérdidas por convección, en la que el efecto sobre el flujo de radiación para rendimiento máximo es inverso al de la zona dominada por pérdidas por radiación. Así, en la región donde dominan los mecanismos convectivos, un aumento de la emisividad produce una disminución en el flujo de radiación para rendimiento máximo, debido a que se produce una reducción del rendimiento, sin experimentar una reducción efectiva en la temperatura de pared. En la región donde dominan los mecanismos de transmisión por radiación, la tendencia se invierte.

Si se analiza ahora el efecto de la variación del coeficiente de convección al exterior, representando los mismos parámetros para distintos valores dicho coeficiente, se obtiene la fig. 3.13.

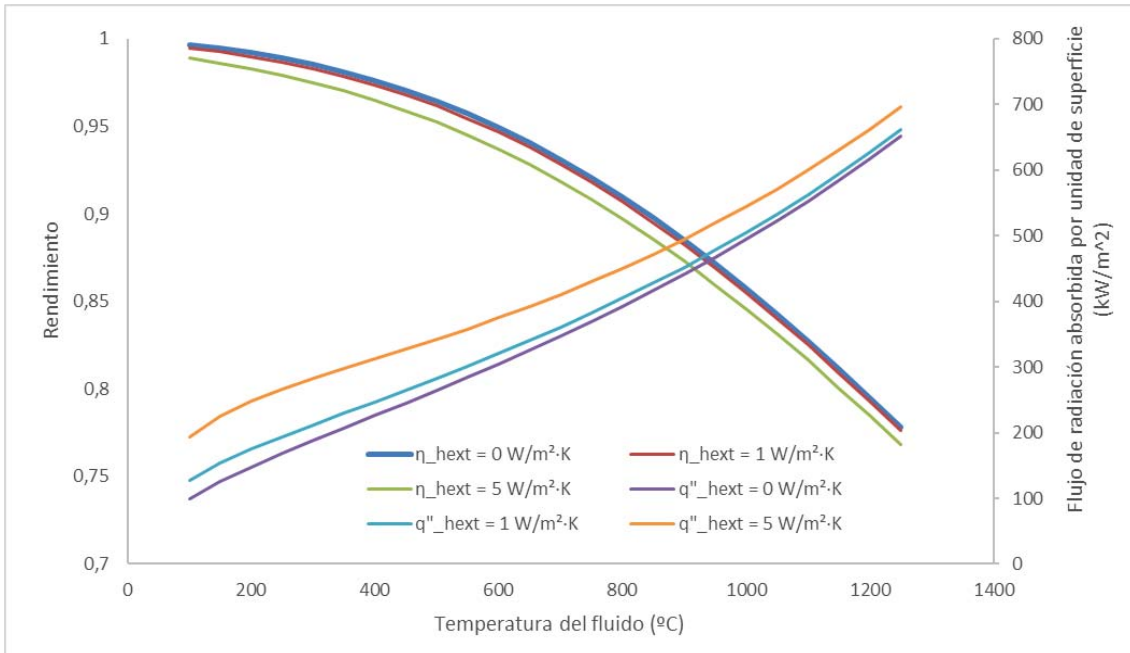


Fig. 3.13. Flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ,  $h_{ext} = 0, 1 \text{ y } 5 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$ . Rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido

Se observa una disminución del rendimiento máximo y aumento del flujo de radiación para rendimiento máximo a medida que aumenta dicho coeficiente.

### 3.4.2 Coeficiente de transmisión de calor al interior

Se analiza el sistema propuesto en el apartado anterior ( $\epsilon_{ext} = 0,15$ ;  $h_{ext} = 0 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ;  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ), considerando un flujo de radiación absorbido de  $17 \text{ kW/m}^2$  (fig. 3.14).

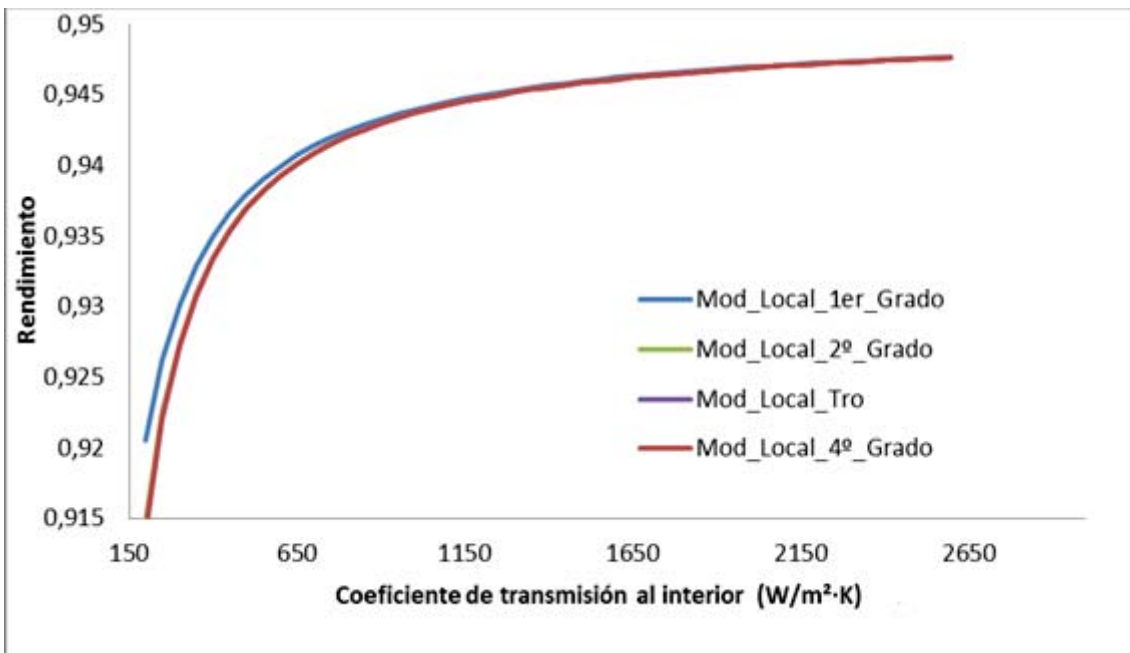


Fig. 3.14. Rendimiento en función del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior para:  $\dot{q}_{abs} = 17 \text{ kW/m}^2$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$

Se observa cómo el rendimiento aumenta con una fuerte pendiente para valores bajos del coeficiente, mientras que dicha pendiente se va reduciendo a medida que aumenta su valor. Tan solo a valores bajos del coeficiente de transmisión al interior, los resultados del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado se separan de los obtenidos por el resto de las modelos. A medida que se reduce dicho coeficiente, la diferencia aumenta.

Si se aumenta el flujo de radiación a 200 kW/m<sup>2</sup> (fig. 3.15), se podrá ver como el comportamiento de los modelos locales de menor grado comienzan a separarse de la solución del Modelo Local de 4<sup>o</sup> Grado, para valores de  $U_{rec}$  bajos.

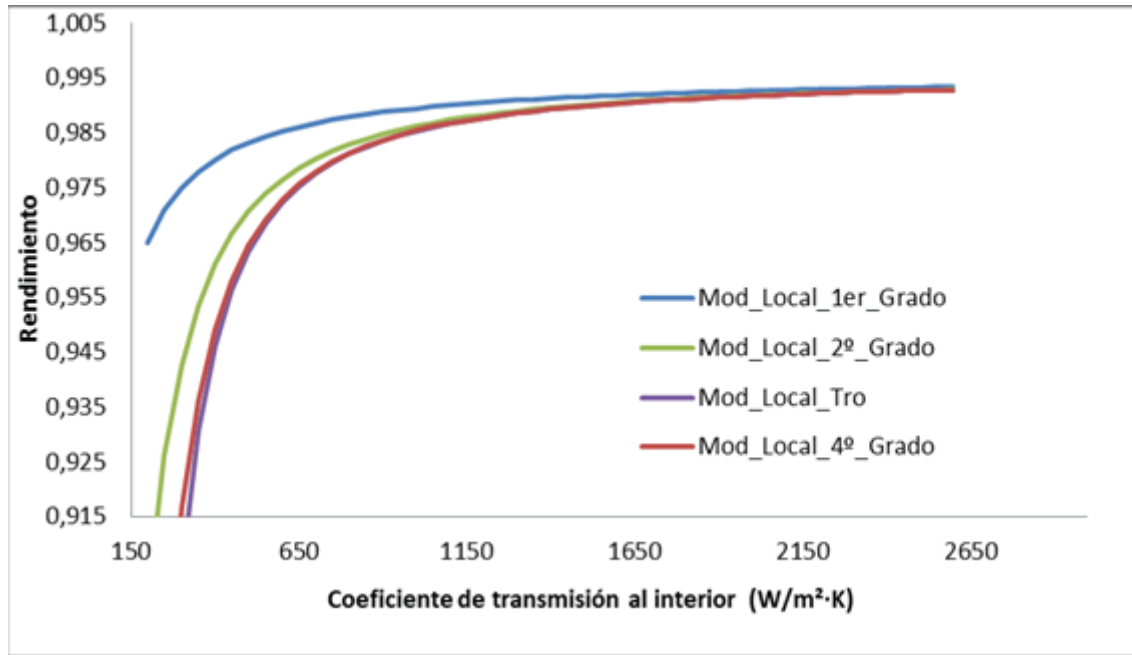


Fig. 3.15. Rendimiento en función del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior para:  $\dot{q}_{abs}'' = 200 \text{ kW/m}^2$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$

En este caso, los valores obtenidos por el Modelo Local de 2<sup>o</sup> Grado se separan más de los exactos que aquellos obtenidos por el Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ , pero esto no es así para todos los casos. Se analizará este aspecto en profundidad en el apartado correspondiente a los rangos de aplicación de cada uno de los modelos.

Para diseño se deberá buscar trabajar en condiciones en las que la pendiente de la curva sea reducida. Así derivando en el Modelo Local de 1<sup>er</sup> grado se obtiene la ecuación 3.113.

$$\frac{\partial \eta_{x,1er}}{\partial U_{rec}} = \frac{U_{crit}}{(U_{rec} + U_{crit})^2} \cdot \left( 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right) = \frac{\eta_{x,1er} \cdot F'_{crit} \cdot U_{crit}}{U_{rec}^2} \quad \text{Ec. 3.113}$$

La pendiente, en general, será reducida y con una fuerte dependencia del coeficiente de transmisión de calor al interior. El numerador aumentará en función de la temperatura del fluido al cubo, según el factor  $U_{crit}$ , por lo que la pendiente se incrementará a medida que se aumente dicha temperatura y será mayor la reducción del rendimiento con coeficientes de transmisión de calor reducidos.

Si se parte del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ , dicha derivada vendrá dada por la ecuación 3.114.

$$\frac{\partial \eta_{x,T_{ro}}}{\partial U_{rec}} = \frac{\left(1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''}\right) \cdot \left(4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left(\frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f\right)^3 + h_{ext}\right)}{(U_{rec} + U_{crit})^2} = \frac{\eta_{x,1er} \cdot F'_{crit} \cdot \left(4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left(\frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f\right)^3 + h_{ext}\right)}{U_{rec}^2} \quad \text{Ec. 3.114}$$

Se obtiene una expresión similar al caso de la derivada del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado, pero en este caso  $U_{crit}$  quedaría sustituido por  $U_{crit/T_{ro}}$  (ec. 3.91).

En ambos casos dichas derivadas tienen limitaciones en su aplicación:

- Serán válidas en el rango de validez del correspondiente modelo local.
- No se considera la variación de los coeficientes de transmisión de calor al exterior en función del coeficiente de transmisión de calor al interior. En un caso de un receptor real sí variarían, debido a que la temperatura en pared del colector depende de  $U_{rec}$ .

En cualquier caso, sí proporcionarán valores orientativos además de mostrar a nivel cualitativo las dependencias de dicha derivada.

Para finalizar este apartado se analiza el efecto combinado de la modificación del flujo de radiación absorbido en pared y el coeficiente de transmisión al interior. Para ello se representan varias curvas del rendimiento en función del flujo de calor absorbido para diferentes valores del coeficiente de transmisión de calor (fig. 3.16).

En la figura 3.16 se observa que a medida que se reduce el coeficiente de transmisión de calor hacia el interior, el máximo aparece para valores inferiores de flujo de radiación, tal y como se apuntaba en el apartado anterior. También se reduce el rendimiento para un mismo flujo de radiación. Por tanto, en la operación con coeficientes de transmisión de calor bajos, las condiciones de operación podrían corresponderse con flujos de radiación superiores al de rendimiento máximo y por tanto dichos puntos de trabajo estarían situados en una zona de caída del rendimiento.

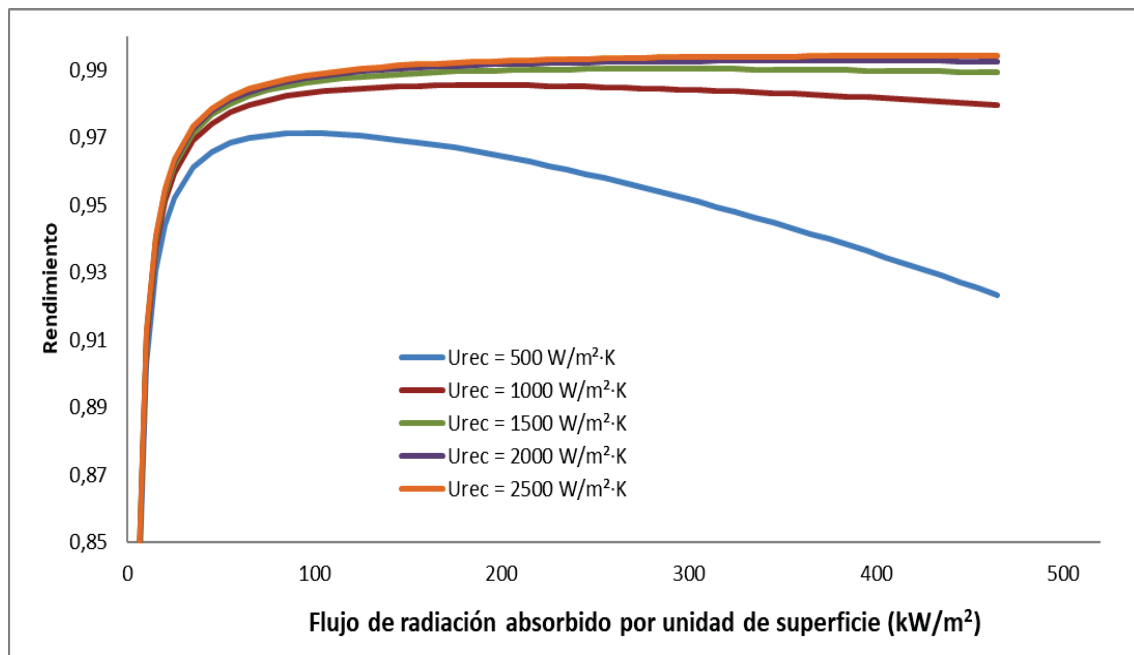


Fig. 3.16. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 500, 1.000, 1.500, 2.000$  y  $2.500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,15$



### 3.4.3 Temperatura del fluido

Del modelo, Modelo Local de 4º Grado, se puede extraer que la denominada temperatura de estancamiento ( $T_{f,est}$ ), temperatura para la que el rendimiento del receptor se anula, viene dada por la ecuación 3.115:

$$\dot{q}_{crit}'' = \dot{q}_{abs}'' = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{f,est}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{f,est} - T_{ext}) \quad \text{Ec. 3.115}$$

Es decir, se produce cuando el flujo de radiación absorbido es igual al que perdería el fluido al exterior en un receptor sin concentración, suponiendo la resistencia térmica interior nula. Se observa que, a diferencia de los modelos propuestos en tecnologías como colectores planos, dicha temperatura depende del propio flujo de radiación absorbido.

De igual modo que para los parámetros anteriores se realiza un primer análisis considerando el resto de los parámetros constantes. Se parte de los valores que se utilizaron en apartados anteriores ( $\varepsilon_{ext} = 0,15$ ;  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ). En la fig. 3.17 se representa gráficamente el rendimiento considerando un flujo de radiación absorbido de  $17 \text{ kW}/\text{m}^2$ .

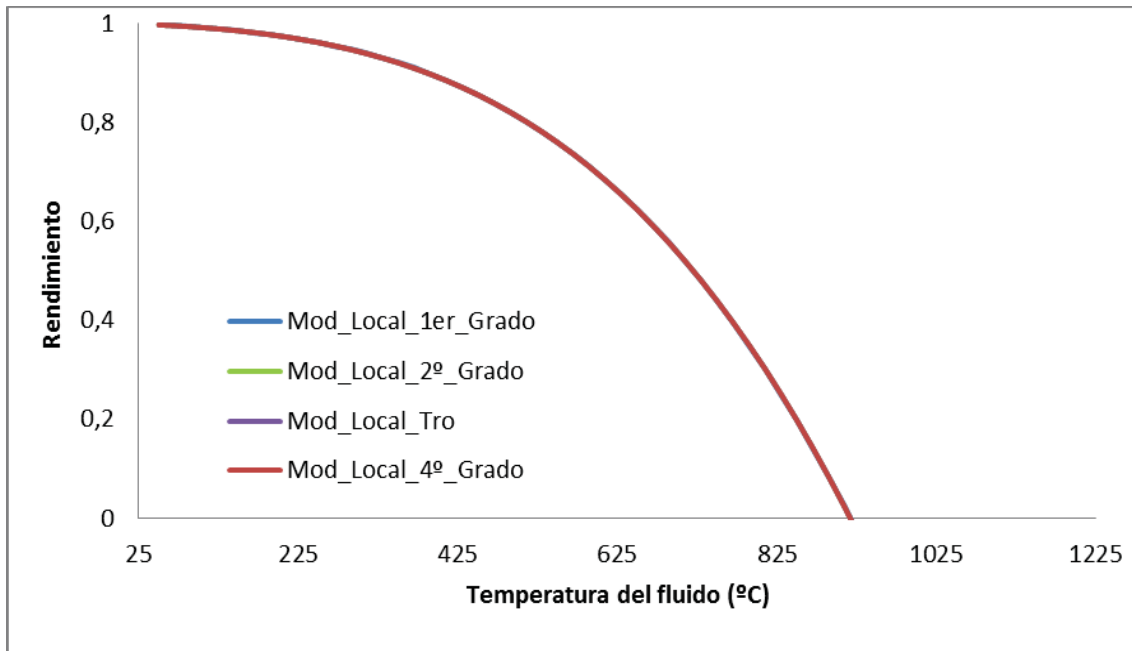


Fig. 3.17. Rendimiento térmico en función de la temperatura del fluido para:  $\dot{q}_{abs}'' = 17 \text{ kW}/\text{m}^2$ ,  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,15$

En la fig. 3.17 se observa que el rendimiento disminuye con una pendiente que irá aumentando a medida que aumenta la temperatura del fluido. En este caso particular todos los modelos coinciden en el valor de rendimiento con diferencias en el intervalo de  $\pm 0,05\%$ . Sin embargo, si toma un flujo de radiación absorbido superior a ese valor, por ejemplo, igual a  $100 \text{ kW}/\text{m}^2$ , se obtiene que el rendimiento correspondiente al Modelo Local de 1º Grado se separa levemente del correspondiente al Modelo Local de 4º Grado (fig. 3.18).

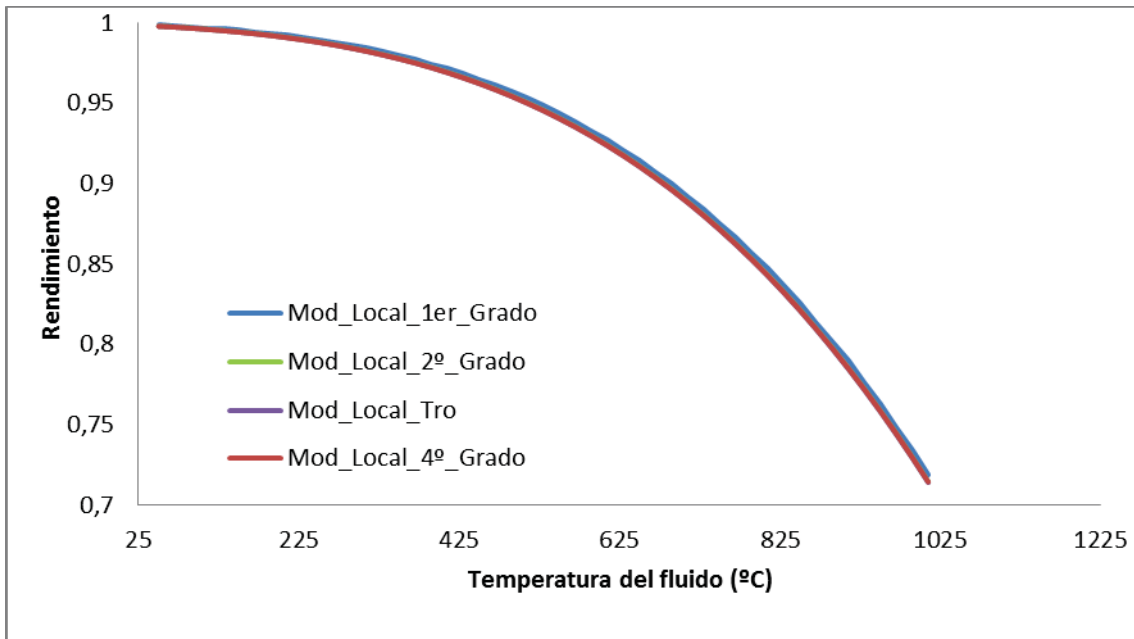


Fig. 3.18. Rendimiento en función de la temperatura del fluido para:  $\dot{q}_{abs}'' = 100 \text{ kW/m}^2$ ,  $U_{rec} = 1.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$

Si se eleva aún más el flujo de radiación absorbido, por ejemplo, a  $400 \text{ kW/m}^2$ , el efecto se acentúa y la separación de los resultados es mayor (fig. 3.19).

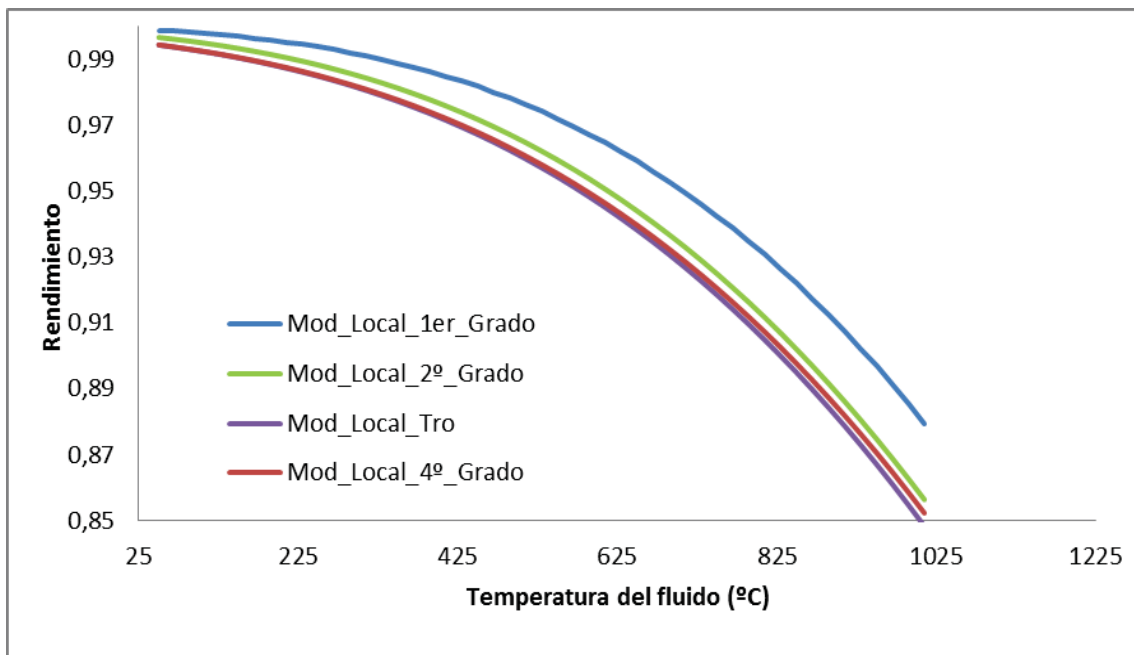


Fig. 3.19. Rendimiento en función de la temperatura del fluido para:  $\dot{q}_{abs}'' = 400 \text{ kW/m}^2$ ,  $U_{rec} = 1.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$

De igual modo que para el caso del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior, estos efectos y los diferentes rangos de aplicación de los modelos se tratarán en el capítulo 5 para cada una de las tecnologías.

Para diseño se deberán buscar puntos de operación en condiciones en las que la pendiente de la curva sea reducida, de cara a evitar caídas fuertes del rendimiento a lo largo del receptor. Así, derivando en la expresión del Modelo Local de 1er Grado (ec.3.78) se obtiene la ec. 3.116.

$$\frac{\partial \eta_{x,1er}}{\partial T_f} = - \left[ \frac{F'_{crit} \cdot U_{crit}}{\dot{q}_{abs}} + 12 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot F'_{crit} \cdot \eta_{x,1er} \cdot \frac{T_f^2}{U_{rec}} \right] \quad \text{Ec. 3.116}$$

Se observa que a medida que aumenta la temperatura del fluido, la pendiente es mayor ( $U_{crit}$ , en el primero de los términos y  $T_f^2$ , en el segundo). Sin embargo, a medida que aumentan, tanto el flujo de radiación, como el coeficiente de transmisión al interior; la pendiente se reduce.

Partiendo del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  (ec. 3.89) y derivando se obtiene la ec. 3.117.

$$\frac{\partial \eta_{x,Tro}}{\partial T_f} = - \left[ \frac{1}{\dot{q}_{abs}} - \frac{F'_{crit} \cdot U_{crit}}{\dot{q}_{abs} \cdot U_{rec}} - 12 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot F'_{crit} \cdot \eta_{x,1er} \cdot \frac{T_f^2}{U_{rec}^2} \right] \cdot \left( 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs} - \dot{q}_{crit}}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f \right)^3 + h_{ext} \right) \quad \text{Ec. 3.117}$$

Aparece de nuevo el término  $U_{crit/Tro}$  (ec. 3.91), multiplicando en la expresión de la derivada.

Dichas derivadas están sometidas a las mismas restricciones que en el caso del coeficiente de transmisión al interior, es decir:

- Serán válidas en el rango de validez del correspondiente modelo local.
- No se considera la variación de los coeficientes de transmisión de calor al exterior en función de la temperatura del fluido, que variarán debido a que la temperatura en pared del colector depende de a su vez de la del fluido.

Para finalizar este apartado se analiza el efecto combinado de la modificación del flujo de radiación absorbido en pared y la temperatura del fluido. En la fig. 3.20 se muestran varias curvas para diferentes temperaturas del fluido.

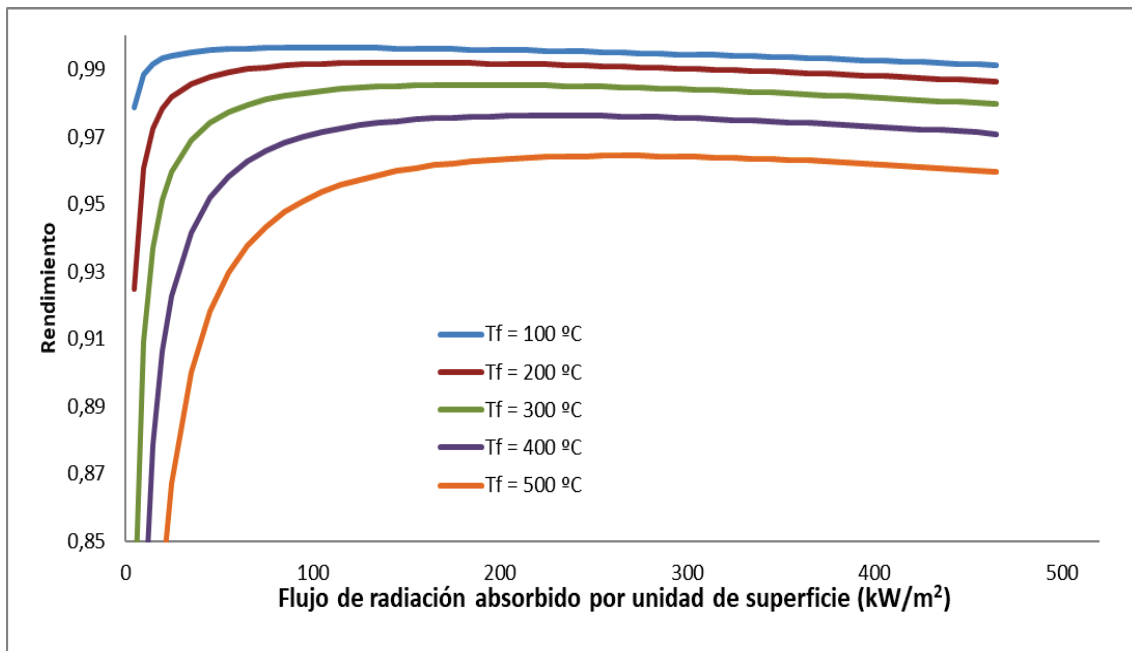


Fig. 3.20. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 3500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 100, 200, 300, 400 \text{ y } 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,15$

Se observa que a medida que se disminuye la temperatura del fluido, el valor de flujo de radiación para máximo rendimiento también disminuye. Por otro lado, aumenta el rendimiento para un mismo flujo de radiación.

### 3.4.4 Coeficientes de transmisión de calor al exterior ( $h_{ext}$ y $\epsilon_{ext}$ )

Para ambos parámetros se analiza el efecto que tienen sobre la curva de rendimiento local frente al flujo de radiación absorbido. Como valores representativos se toman aquellos que se vienen considerando en la mayor parte de los casos:

- $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ .

Para el primero de los casos se considerará un coeficiente de convección al exterior nulo. Modificando la emisividad se puede observar en la fig. 3.21 cómo, a medida que aumenta su valor, el rendimiento desciende. Aunque no se aprecia de forma clara, el valor de flujo de radiación, para el cuál se alcanza el máximo rendimiento se desplaza levemente a la derecha (aumenta su valor). La variación de dicho valor va desde  $186,8 \text{ kW}/\text{m}^2$  para el caso de emisividad igual a 0,1 hasta  $192,3 \text{ kW}/\text{m}^2$  para el caso de emisividad igual a 0,4.

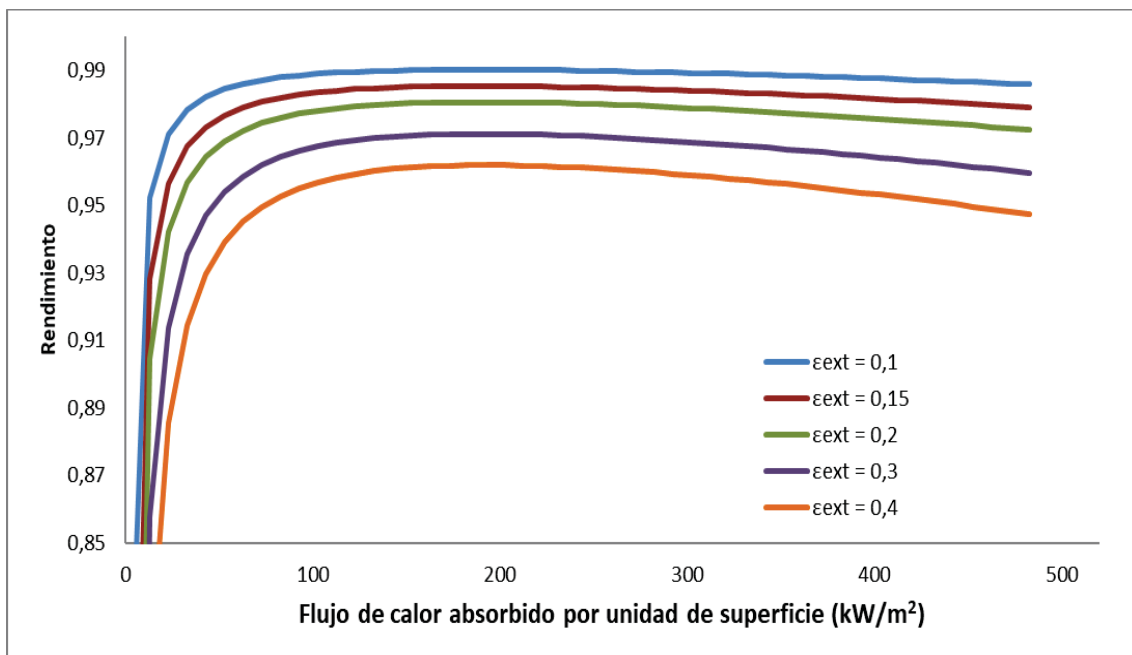


Fig. 3.21. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,1; 0,15; 0,2; 0,3$  y  $0,4$

Si se eleva  $h_{ext}$  a  $10 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  (fig. 3.22), de modo que opere en un rango en el que dominen los mecanismos convectivos en la transmisión al exterior, el punto de máximo rendimiento se desplazará a la izquierda, desde  $199,4 \text{ kW}/\text{m}^2$  para el caso de emisividad 0,1 hasta  $144,4 \text{ kW}/\text{m}^2$  para el caso de emisividad 0,4, tal y como ya se ha comentado en apartados anteriores.

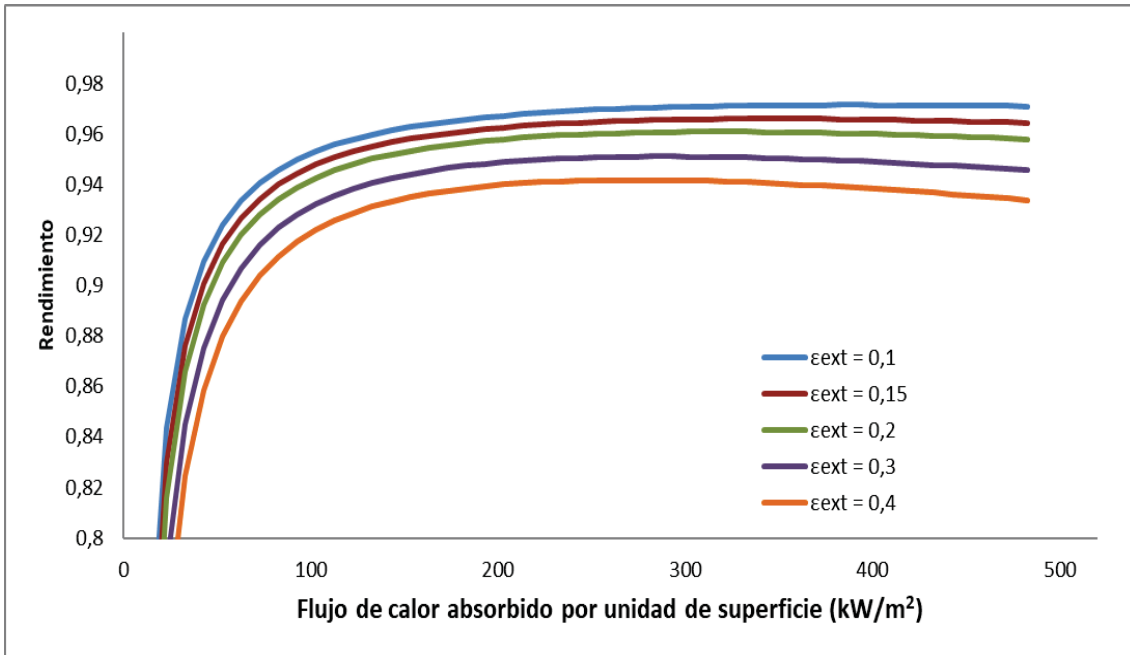


Fig. 3.22. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,1; 0,15; 0,2; 0,3$  y  $0,4$

En el caso del coeficiente de transmisión convectivo se puede observar cómo, a medida que aumenta su valor, el rendimiento disminuye (fig. 3.23). Por otro lado, el valor de flujo de radiación para el cuál se alcanza el máximo rendimiento aumenta su valor. Esta tendencia se mantiene así en todo el rango.

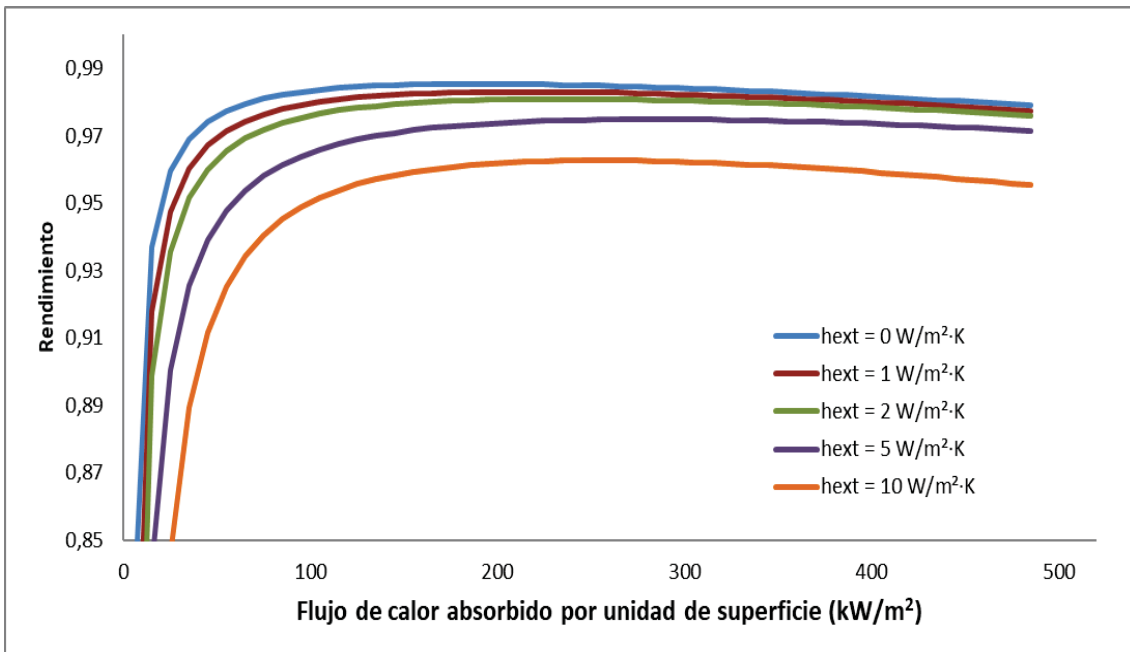


Fig. 3.23. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 3.500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0, 1, 2, 5$  y  $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,15$

### 3.4.5 Resumen de las dependencias paramétricas

Este apartado se dedica a resumir los efectos que produce sobre el comportamiento del sistema, la modificación del valor de los parámetros analizados (tabla 3.1).

Parámetro	$\eta_x$	$\dot{q}_{abs}/max$	$\eta_{x,max}$
$\uparrow \dot{q}_{abs}$	$\uparrow$ hasta máx. y $\downarrow$ desde ahí	----	----
$\uparrow U_{rec}$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$
$\uparrow T_f$	$\downarrow$	$\uparrow$	$\downarrow$
$\uparrow \varepsilon_{ext}$	$\downarrow$	$\uparrow$ en región radiativa * $\downarrow$ en región convectiva*	$\downarrow$
$\uparrow h_{ext}$	$\downarrow$	$\uparrow$	$\downarrow$

Tabla 3.1. Dependencias cualitativas del rendimiento, rendimiento máximo y flujo de radiación para el que se alcanza, en función de los distintos parámetros de los que dependen

*\*Nota: Se entiende por región radiativa y convectiva aquellos puntos de funcionamiento dónde dominan los mecanismos de radiación o convección al exterior, respectivamente.*

Esta tabla pretende ser apoyo en la orientación de nuevos diseños de receptor solar en sus aspectos térmicos.

De cara a enfocar un diseño puede interesar conocer de forma directa las relaciones existentes entre los parámetros que gobiernan su comportamiento para regiones de rendimiento constante. Si se realiza el análisis al contrario que en el apartado anterior, es decir, se buscan puntos de trabajo a rendimiento constante para un sistema determinado (caracterizado por  $\varepsilon_{ext} = 0,15$  y  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ) se obtiene la fig. 3.24 para un rendimiento objetivo de 0,95. Partiendo de las curvas obtenidas se pueden resumir algunas de las conclusiones principales obtenidas en el análisis paramétrico.

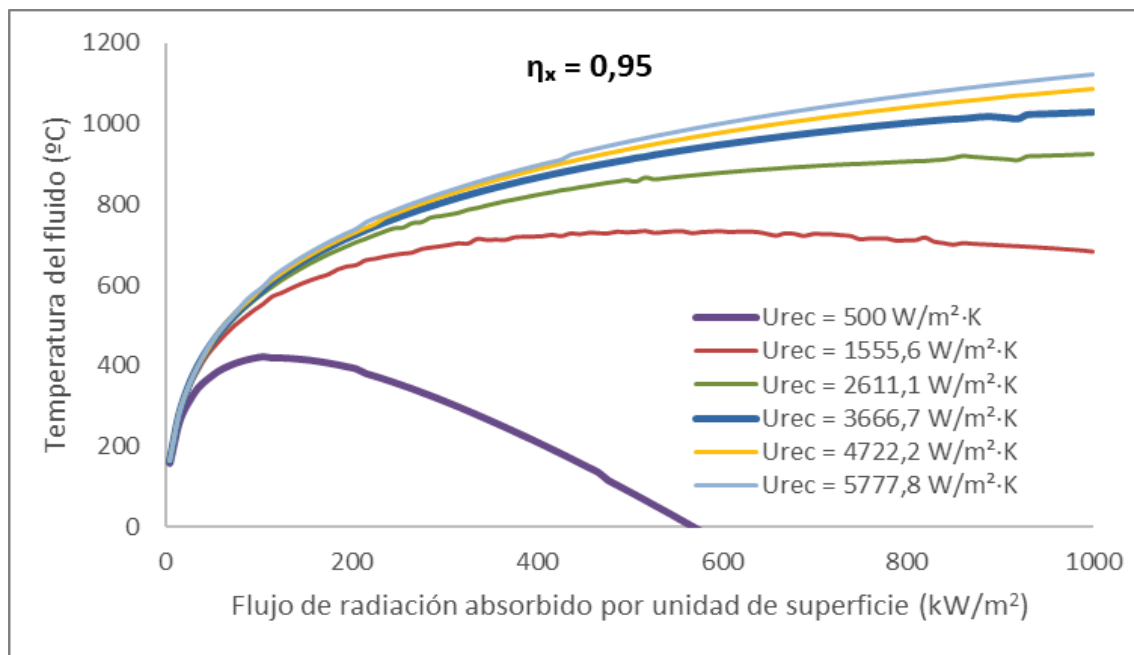


Fig. 3.24. Temperatura del fluido en función del flujo de radiación absorbido, considerando rendimiento constante e igual a 0,95; para:  $U_{rec} = 500, 1555,6; 2611,1; 3666,7; 4722,2$  y  $5777,8 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,15$

El proceso de obtención de dichas curvas es iterativo, haciendo uso del Modelo Local de 4º Grado.

En la fig. 3.24 se observa que:

- A medida que se aumenta el flujo de radiación absorbido habrá una región en la que será necesario aumentar la temperatura para mantener el rendimiento. A partir del máximo de la curva, la tendencia será la contraria.
- Para cada temperatura existen dos flujos de radiación absorbidos para los que se obtiene dicho rendimiento, siempre que el máximo no caiga por debajo de dicha temperatura, en cuyo caso no se podrá alcanzar para ningún valor de dicho flujo.
- A medida que se aumenta el coeficiente de transmisión de calor al interior se puede llegar a rendimientos iguales a temperaturas más altas sin necesidad de ir a flujos de radiación mayores.

Además del Modelo Local de 4º Grado se han analizado el resto de las aproximaciones desarrolladas, que, como se ha visto dan resultados muy precisos en determinadas regiones de trabajo, sin embargo, en otras zonas se separan del resultado real. Estas regiones y dependencias son diferentes para cada aproximación y será en el siguiente apartado, dónde se profundice en su rango de aplicación.

### 3.5 Rangos de aplicación de cada uno de los modelos

En este apartado se pretenden plantear directrices para el uso de los modelos globales y locales: Se intentan establecer las limitaciones en su uso debido a la pérdida de precisión fuera del rango de operación recomendado. En este apartado se hace un planteamiento general, sin particularizar para parámetros específicos de ninguna tecnología en concreto. En el capítulo 5, este análisis se planteará de forma específica para varias tecnologías.

Se analizan primero los modelos correspondientes al rendimiento del receptor completo.

En el caso del Modelo de 4º Orden no se aplica ninguna simplificación en su obtención que limite su uso a determinados rangos de las variables del problema. Sin embargo, las suposiciones planteadas en su obtención introducirán ciertas limitaciones en su uso:

- El comportamiento de los parámetros característicos dependientes de la temperatura del fluido y/o flujo de radiación absorbido ( $U_{rec}$ ,  $\varepsilon_{ext}$ ,  $h_{ext}$  y  $c_p$ ) se han considerado constantes. Este hecho limitará la longitud de receptor en la que el comportamiento de estos parámetros pueda ser considerado constante e igual al valor medio del tramo. En este sentido Forristall [20] analizó mediante cálculo numérico el uso de una temperatura media en diferentes longitudes del CCP LS-2, obteniendo que el error cometido era reducido para longitudes inferiores a 100 m.
- Uniformidad del flujo de radiación absorbido sobre el tubo colector. Esta consideración será válida en determinadas tecnologías y/o en tramos acotados de otras tecnologías. Será necesario un análisis en profundidad caso a caso.
- La caracterización de los coeficientes de pérdidas de calor al exterior. Se parte de la aproximación de tubo desnudo, por lo que la aplicación a una tecnología determinada requerirá de la posibilidad de caracterización de dichos coeficientes de transmisión de forma equivalente a como ocurre en un colector desnudo.
- Truncamiento de algunos términos en su desarrollo.

- Se considera despreciable el término de pérdida de carga y de cambio en velocidades sobre el término energético, de tal modo que su aplicación a flujo compresible estará limitada por la validez de dichos supuestos.
- Flujo uniforme en el interior del tubo colector.
- Considera despreciable la transmisión de calor longitudinal.

Estas limitaciones se analizarán en profundidad a lo largo del capítulo 5 de esta tesis, particularizando para cada una de las tecnologías analizadas en esta tesis.

En el caso de los modelos simplificados comienzan a aparecer restricciones adicionales en su aplicación. Así el Modelo de 1<sup>er</sup> Orden se puede aplicar para aquellos puntos de operación en los que se cumplen las inecuaciones planteadas en la ec. 3.60. Sin embargo, tal y como se comentó en su desarrollo, se puede generar un modelo híbrido en el que se mantenga el rendimiento a la entrada del receptor sin despejar (ec. 3.65). En ese caso, el rendimiento a la entrada podrá calcularse de diferente modo en función de la región de operación del receptor. Así se aplicará una u otra de las expresiones generadas en el análisis paramétrico (ec. 3.78-79 y ec. 3.89). Este modelo puede ampliar su rango de aplicación.

En el caso del Modelo Simplificado, además su solución es válida tan sólo para una longitud reducida. El rango de operación para el que se restringe su aplicación se analizará más adelante ya que su solución coincide con la del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado.

Será a través de los modelos locales como se pueda establecer de forma más sencilla los límites de aplicación tanto de ellos mismos como de los modelos de receptor completo.

En el caso del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado (ec. 3.78), al disponer de dos expresiones explícitas ( $\eta_{2^o}$  y  $\eta_{T_{ro}}$ ) de rango de aplicación más amplio que el de éste se pueden establecer como límites aquellos puntos en los que los resultados se separen en un cierto porcentaje establecido como límite de precisión necesario. Es decir, su resultado será válido siempre que se cumpla la ec. 3.118.

$$\eta_{x,1^{er}} - \eta_{x,2^o} \leq \tau_{req} \quad \text{y} \quad \eta_{x,1^{er}} - \eta_{x,T_{ro}} \leq \tau_{req} \quad \text{Ec. 3.118}$$

Siendo  $\tau_{req}$  un número positivo que se establece como límite de precisión. El uso de una u otra inecuación dependerá del sistema y del rango de operación, ya que cada uno de ellos será más preciso en unos rangos determinados.

Al disponer de modelos explícitos más precisos que el de grado 1, se tenderá a utilizar estos otros, sin embargo, para flujos de calor relativamente bajos puede convenir aplicar dicho modelo y sus expresiones derivadas, debido a su sencillez.

Para las otras dos aproximaciones: el Modelo Local de 2<sup>o</sup> Grado (ec. 3.79) y el Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  (ec. 3.89) se observa, en el análisis paramétrico, que dan un resultado bastante preciso hasta las cercanías del punto de rendimiento máximo. En algunos casos estos modelos siguen siendo precisos más allá de dicho punto máximo, así como en otros dejan de serlo con anterioridad, haciendo complejo el establecer de forma clara un límite para cualquier caso. Lo que sí se verifica es que en todos los casos acotan el rendimiento. De modo que el modelo de grado dos sobrestimaré siempre el rendimiento máximo y el basado en temperatura en pared lo subestimaré.



Para el caso de grado dos serán las ratios de los términos de grado 4 y grado 3 con respecto a los de grado 2, en la ec. 3.74, los que marcarán los límites de aplicación de dicho modelo.

Así, se definen dichas ratios según las ecuaciones 3.119-121.

$$R_{23} = \frac{6}{4} \cdot T_f \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{\eta_x} \xrightarrow{R_{23}=1} \dot{q}_{abs}'' = \frac{3}{2} \cdot T_f \cdot U_{rec} \cdot \frac{1}{\eta_x} \quad \text{Ec. 3.119}$$

$$R_{24} = \frac{6}{1} \cdot T_f^2 \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right)^{-2} \cdot \frac{1}{\eta_x^2} \xrightarrow{R_{24}=1} \dot{q}_{abs}'' = \sqrt{6} \cdot U_{rec} \cdot T_f \cdot \frac{1}{\eta_x^2} \quad \text{Ec. 3.120}$$

$$R_{34} = \frac{4}{1} \cdot T_f \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{\eta_x} \xrightarrow{R_{34}=1} \dot{q}_{abs}'' = 4 \cdot U_{rec} \cdot T_f \cdot \frac{1}{\eta_x} \quad \text{Ec. 3.121}$$

Así pues, para puntos de trabajo equivalentes a los que se vienen utilizando para el análisis ( $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ), el valor de flujo de calor para que  $R_{23}$  sea uno, será superior a  $860 \text{ kW}/\text{m}^2$ . En tecnologías como CCP y Fresnel normalmente se trabaja con flujos de calor entre 55 y 10 veces inferiores, si además el coeficiente de transmisión de calor al interior es en general superior y el término de segundo grado es inferior de los de grado 1 y termino independiente, se podrá considerar prácticamente despreciable el efecto de los términos de grado superior a 2 para estas tecnologías.

En el Modelo Local basado en  $T_{ro}$  (ec. 3.89), por el contrario, se tienen en cuenta los términos de grado hasta 4, pero sin embargo se aplica a una temperatura en pared que es aproximada, por lo que a medida que esta temperatura en pared del colector se separa de la real, el rendimiento obtenido comenzará a separarse también del real.

Este modelo se alejará del resultado exacto para altos flujos de radiación y bajos coeficientes de transmisión hacia el interior, tal y como se vio en el análisis paramétrico, siendo difícil establecer un límite claro. Con este objetivo, se define la ratio ( $R$ ) como el cociente entre del flujo de radiación crítico y el absorbido por el colector (ec. 3.122).

$$R = \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 3.122}$$

Si se evalúa esta ratio en punto de operación correspondiente a rendimiento máximo se obtiene la ec. 3.123 para la ratio para rendimiento máximo ( $R_{max}$ ).

$$R_{max} = \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs/max}''} \quad \text{Ec. 3.123}$$

Se puede definir un criterio aproximado basado en este parámetro para evaluar cuándo el resultado se aproxima más al modelo de grado 2 o al basado en temperatura en pared. Mediante el análisis de una gran variedad de casos en los que se han ido modificando los distintos parámetros se establece que, para valores esta ratio de  $R_{max} \approx 0,05$ , la curva de rendimiento en la región cercana al máximo es aproximadamente el valor medio de ambos modelos. Para valores superiores, dicho rendimiento tiende aproximarse al valor obtenido por el Modelo Local de 2º grado. Se presentan una serie de ejemplos, que permiten visualizar este hecho.

Para el caso caracterizado por:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varepsilon_{ext} = 0,25$  y  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , el flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo es  $189,6 \text{ kW}/\text{m}^2$  y flujo de calor crítico es  $1,42 \text{ kW}/\text{m}^2$ , por lo que  $R_{max} = 0,0075$ . En la fig. 3.25 se representan los resultados para los 4

modelos en estas condiciones. Se observa cómo el modelo basado en la temperatura en pared da un resultado adecuado más allá del punto correspondiente a su rendimiento máximo, sin embargo, el modelo de segundo grado comienza a separarse del resultado real en las proximidades del punto de rendimiento máximo.

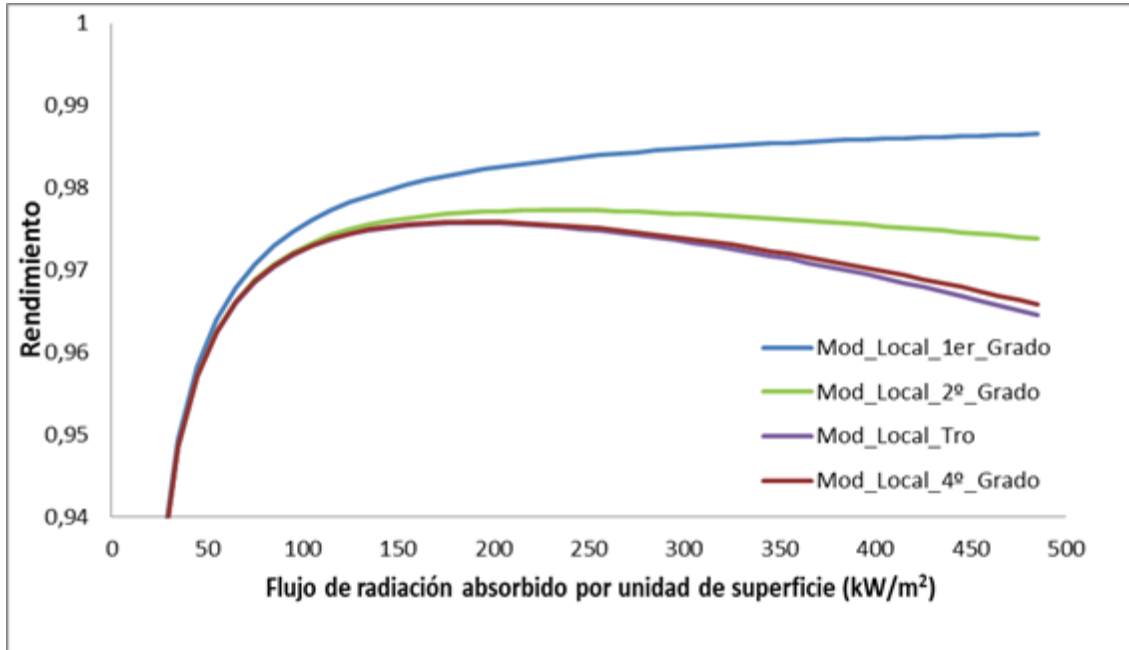


Fig. 3.25. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,25$

Si se aumenta tanto la temperatura del fluido, como los coeficientes de transmisión de calor al exterior ( $T_f = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\epsilon_{ext} = 0,3$  y  $h_{ext} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ), el flujo de calor para rendimiento máximo es  $314,9 \text{ kW}/\text{m}^2$  y flujo de calor crítico es  $8,73 \text{ kW}/\text{m}^2$ , por lo que  $R_{max} = 0,028$ . En la fig. 3.26 se representan los resultados correspondientes para este punto de operación.

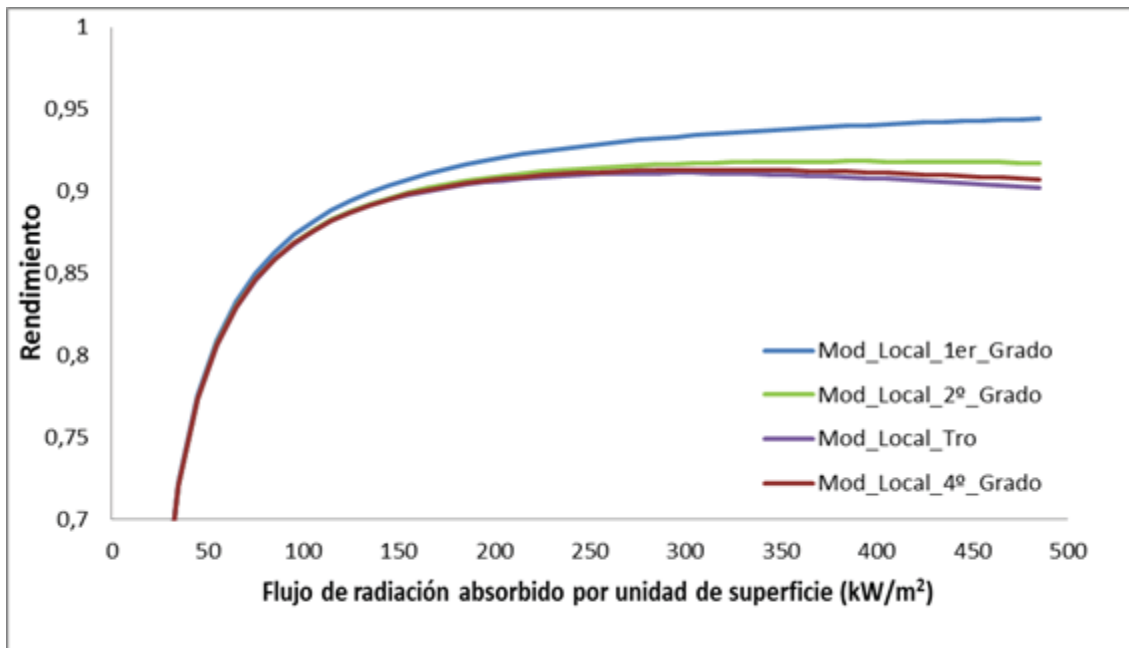


Fig. 3.26. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $\epsilon_{ext} = 0,3$

Para este caso, de ratio más próximo al valor límite, se puede observar como el modelo basado en temperatura en pared comienza a diferenciarse del modelo completo para valores de flujo de radiación cercanos al máximo.

En la fig. 3.27 se representan los resultados aumentando aún más la temperatura del fluido hasta  $T_f = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ . En este caso, el flujo de radiación absorbido para rendimiento máximo es  $442,3 \text{ kW/m}^2$  y el flujo de calor crítico es  $24 \text{ kW/m}^2$ , por lo que  $R_{max} = 0,054$ .

Se observa cómo el rendimiento es aproximadamente el valor medio del obtenido por ambos modelos.

De igual modo, esta ratio está relacionada con el gradiente del rendimiento más allá del valor correspondiente a rendimiento máximo, así cuanto mayor sea esta ratio, mayor será la caída del rendimiento al aumentar el flujo de radiación más allá de este punto. Este aspecto no se aprecia en la comparativa entre algunas de las figuras presentadas, debido a la necesidad de utilizar distintas escalas en los ejes para cada una de ellas.

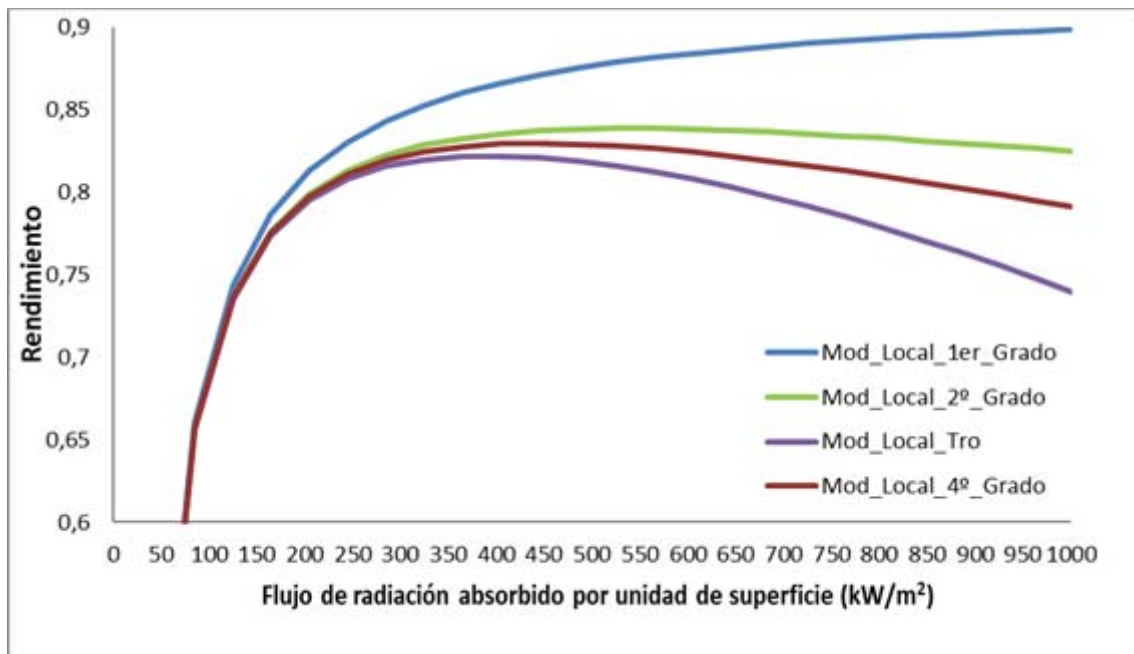


Fig. 3.27. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 1000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,  $T_f = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $h_{ext} = 2 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $\varepsilon_{ext} = 0,3$

Se trata de límites difusos debido a la complejidad de establecer límites generales. Sin embargo, pueden servir como orientación de cara a la aplicación a una tecnología concreta. El objetivo es conocer cuál es el modelo capaz de arrojar un resultado preciso, simplificando al máximo el trabajo. Para ello se profundizará en el análisis, particularizado por tecnología, a lo largo del capítulo 5.

## 3.6 Soluciones particulares

Existen una serie de sistemas y/o rangos de operación en los que, debido a sus peculiaridades se plantea la necesidad de un análisis adicional para la aplicación del modelo:

- Por un lado, existen casos en los que la aplicación de soluciones particulares más sencillas es viable.
- Por otro lado, existen casos en los que la aplicación del modelo se verá limitada.

En este apartado se proponen dichas situaciones particulares y se plantean las expresiones necesarias para acotar su uso a entornos en los que el resultado sea lo suficientemente preciso.

### 3.6.1 Solución para pérdidas de calor dominadas por mecanismos de convección

Para el caso de convección dominante sobre la transmisión por radiación, se podría considerar  $U_{ext}$  igual a cte y, por tanto, tendría validez la aplicación de la expresión de Hottel y Whillier [1]. La solución particular expresada en función de los términos definidos en esta tesis vendría dada por las ecuaciones 3.124-126.

$$\eta(x^*) = \left[ 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right] \cdot \frac{1}{NTU_{perd} \cdot x^*} \cdot \left( 1 - e^{-NTU_{perd} \cdot F'_{crit} \cdot x^*} \right) \quad \text{Ec. 3.124}$$

$$F'_{crit} = \frac{1}{1 + \frac{h_{ext}}{U_{rec}}} \quad \text{Ec. 3.125}$$

$$NTU_{perd} = \frac{A_{ext} \cdot h_{ext}}{\dot{m} \cdot c_p} = \frac{U_{crit} \cdot A_{ext}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad \text{Ec. 3.126}$$

En este caso el valor de  $F'_{crit}$  coincidiría con el valor de  $F'$  definido por Hottel y Whillier. Igualmente, el coeficiente crítico coincidiría con el de pérdidas al exterior, que es igual al coeficiente de transmisión de calor convectivo.

### 3.6.2 Solución para pérdidas de calor dominadas por mecanismos de radiación

En el caso de convección despreciable, el rendimiento local se podría expresar según la ec. 3.127.

$$\left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right) \cdot \eta_x + T_f = \left[ \frac{\dot{q}_{abs}''}{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}} \cdot (1 - \eta_x) \right]^{1/4} \quad \text{Ec. 3.127}$$

Para el polinomio de rendimiento local se pueden establecer relaciones entre los distintos coeficientes de forma general según la ec. 3.128.

$$R_{ij} = \frac{\binom{4}{i}}{\binom{4}{j}} T_f^{j-i} - \left( \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \right)^{i-j} \cdot \frac{1}{\eta_x^{j-i}} \quad \text{Ec. 3.128}$$

Estos coeficientes sirven como orientación en el establecimiento de límites de uso de expresiones simplificadas, tal y como se ha comentado anteriormente.

### 3.6.3 Solución para procesos de ebullición en el fluido de transferencia

Para el caso de ebullición, al producirse a una temperatura prácticamente constante, el rendimiento puede considerarse constante e igual al rendimiento local a la entrada ( $\eta_0$ ), que se obtendría través de las expresiones de los distintos modelos locales (ec. 3.74, ec. 3.78, ec. 3.79 y ec. 3.89).

Esta solución tendrá varias limitaciones:

- Por un lado, el coeficiente de convección interior es muy variable en función del título de vapor. Sin embargo, en muchos de los casos, su efecto es despreciable en el cálculo del rendimiento. Para estimar el efecto del coeficiente de transmisión interior se podrá recurrir a las expresiones derivadas (ec. 3.113-3.114) en aquellos rangos en los que sea válida su aplicación.
- Por otro lado, las variaciones de la temperatura debido a pérdida de carga pueden provocar variaciones en el rendimiento a lo largo del conducto. Igualmente se podrá recurrir a las expresiones derivadas en función de la temperatura (ec. 3.116-3.117) en los casos que sea válida su aplicación.

### 3.6.4 Solución para flujo compresible y/o energía cinética no despreciable

En el hipotético caso que hubiese que plantear el uso del modelo para un fluido que no se pudiese considerar incompresible o cuya energía cinética no fuese despreciable, las suposiciones realizadas a lo largo de su desarrollo que no serían válidas. Sin embargo, aunque este caso no se da en los fluidos planteados en colectores solares, se realiza una revisión de las hipótesis de partida en este sentido.

Al balance energético planteado en la ecuación 3.24 habría que añadirle, por un lado, el término correspondiente al salto de energía cinética (despreciando las variaciones de energía potencial) y, por otro, generalizar el salto térmico mediante el salto entálpico, obteniendo la ecuación 3.129:

$$\pi \cdot D_{ro} \cdot x \cdot \dot{q}_{abs}'' \cdot \eta(x) = \dot{m} \cdot (h_f(x) - h_{fe}) + \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (v_f^2(x) - v_{fe}^2) \quad \text{Ec. 3.129}$$

Donde  $h_f(x)$  y  $h_{fe}$  son las correspondientes entalpías específicas en el punto considerado y en la entrada respectivamente. De igual modo,  $v_f(x)$  y  $v_{fe}$  son las correspondientes velocidades del fluido en el punto considerado y en la entrada.

Por otro lado, el salto entálpico se puede expresar según la ec. 3.130.

$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_T dP = c_p dT + \lambda_T dP \quad \text{Ec. 3.130}$$

En el caso que el segundo término no sea despreciable frente al primero, la pérdida de carga del sistema tendría un efecto sobre el salto entálpico del fluido de transferencia y, por tanto, no será válido el modelo obtenido. En el caso de poder suponer modelo de Gas Ideal, dicho término se anula, siendo válidos los modelos de rendimiento térmico obtenidos.

### 3.7 Conclusiones

De un primer análisis de los modelos de rendimiento térmico en receptores se extrae como conclusión que no existen modelos que puedan cubrir todos los rangos de aplicación y que, a la vez contemplen todas las dependencias paramétricas que existen en la realidad. Por ello, en esta tesis se plantea partir de una geometría de receptor consistente en un tubo desnudo para el desarrollo de un nuevo modelo de rendimiento térmico. Para ello, se incorporan los mecanismos de transmisión de calor, expresados en la forma que determinan las ecuaciones que gobiernan su comportamiento (sin simplificaciones), con el objetivo de obtener soluciones aproximadas aplicables a receptores reales.

Esto da lugar a la obtención de una ecuación diferencial que no tiene una solución analítica directa. Por ese motivo se propone una aproximación polinómica que da lugar a una solución aproximada que adquiere el nombre de Modelo de 4º Orden (ec. 3. 39-43) y que supone una serie de ventajas con respecto a los modelos desarrollados hasta la fecha:

- En su desarrollo se ha considerado el término de pérdidas por radiación hacia el exterior como una función de grado 4 respecto a la temperatura del receptor, lo que amplía el rango de aplicación con respecto a los modelos anteriores.
- En su expresión aparecen todos los parámetros característicos del sistema ( $U_{rec}$ ,  $\epsilon_{ext}$ ,  $h_{ext}$ ,  $T_{fe}$ ,  $T_{ext}$ ,  $\dot{q}_{abs}''$ ,  $\dot{m}$ ,  $A_{ext}$  y  $c_p$ ), por lo que quedan recogidas todas las dependencias paramétricas y adquieren sentido físico todos los parámetros del modelo.

De esta expresión principal se derivan otros dos modelos simplificados: Modelo de 1º Orden (ec. 3.62-65) y Modelo Simplificado (ec. 3.71). Dichas simplificaciones se basan en que, a temperaturas bajas o medias, coeficientes de pérdidas de calor al exterior bajos (rangos de trabajo en CCP) y de transmisión al interior en los puntos habituales de trabajo en tecnologías como CCP y LFR, varios términos del rendimiento pueden despreciarse.

En el caso del Modelo de 1º Orden se obtiene una expresión similar al modelo Hottel y Whillier (ec. 3.1) que es uno de los modelos habitualmente aplicados en receptores planos y en ocasiones a CCP o LFR. El nuevo modelo introduce algunas correcciones con respecto a la expresión propuesta dichos autores.

Tanto el Modelo de 1º Orden como el Modelo Simplificado son expresiones explícitas que permiten visualizar de manera directa las dependencias paramétricas del rendimiento térmico, pero tendrán limitaciones en el rango de aplicación.

Partiendo de la expresión de rendimiento local en la entrada surgen varios modelos para el cálculo del rendimiento térmico local en cualquier zona del recetor y que son:

- Modelo Local de 4º Grado, solución de la ec. 3.74;
- Modelo de Local de 1º Grado, ec. 3.78;
- Modelo Local de 2º Grado, ec. 3.79 y
- Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ , ec. 3.89

Estas expresiones han facilitado la confección de un análisis paramétrico, del que se extraen las siguientes ideas:

- Se obtiene que el rendimiento térmico alcanza un valor máximo para un determinado valor de flujo de radiación absorbido en el colector.
- De cara a la obtención de dicho rendimiento máximo se desarrollan dos de los modelos locales presentados (Modelo Local de 2º Grado y Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ ), que sirven para aproximar el rendimiento máximo y acotan el rendimiento local en todo el

rango de operación. Se trata de expresiones explícitas por lo que de nuevo pueden ayudar en la orientación de diseños, mediante el uso de sus expresiones o sus correspondientes derivadas. Su rango de validez es difuso, pero en general dan resultados válidos hasta las cercanías del punto de rendimiento máximo.

- Las expresiones finales obtenidas para el cálculo del flujo de calor para rendimiento máximo y el propio rendimiento máximo (ec. 3.104-5 y 109) se basan en el hallazgo que consiste en que el valor de la temperatura de la pared del colector en el punto de rendimiento máximo no depende del coeficiente de transmisión de calor al interior, lo que reduce el número de parámetros para su obtención.
- El flujo de calor para rendimiento máximo y dicho rendimiento máximo dependen de las variables principales del problema del siguiente modo:
  - Los aumentos de la temperatura del fluido y del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior producen un aumento del flujo de radiación para rendimiento máximo. Por otro lado, el aumento de temperatura tiende a reducir el rendimiento máximo, mientras que el aumento del coeficiente de transmisión tiende a aumentarlo.
  - Un aumento de la emisividad produce una disminución en el flujo de radiación para rendimiento máximo, en el caso que los mecanismos convectivos dominen las pérdidas de calor. En la región donde dominan los mecanismos de transmisión por radiación la tendencia se invierte.
  - En el caso del término convectivo su aumento produce un aumento del flujo de calor para rendimiento máximo.
  - El aumento de cualquiera de los coeficientes de pérdidas de calor produce una disminución del valor de rendimiento máximo.
- El coeficiente de transmisión de calor al interior tiene una influencia que no es despreciable en muchos casos y que puede ser fundamental en el cálculo del rendimiento térmico cuando el HTF es un gas a alta temperatura. Sin embargo, a partir de cierto valor el rendimiento depende de forma asintótica de dicho parámetro.
- A medida que aumenta la temperatura del fluido es necesario aumentar el flujo de radiación absorbido para mantener el mismo rendimiento, tal y como ya ha sido apuntado por otros autores.

Además, se apuntan algunas limitaciones generales para el uso de cada uno de los modelos y se plantean expresiones para puntos de operación o diseños particulares. Ambos puntos se desarrollarán más en profundidad en el capítulo 5, dónde se abordarán cada una de las tecnologías planteadas en esta tesis.

En general, los modelos presentados y todas las expresiones derivadas de ellos podrían servir como guía en la orientación de nuevos diseños. Aun así, existen otros factores que influirán sobre la toma de decisiones y que hay que considerar siempre que se realice un análisis del rendimiento térmico:

- Limitaciones tecnológicas como, por ejemplo, la temperatura del tubo receptor, que puede producir la degradación del tratamiento superficial y/o problemas a nivel estructural. Por tanto, el flujo de radiación absorbido para una determinada temperatura de fluido será limitado.
- Otros rendimientos, como los correspondientes a la óptica del sistema y el del ciclo de potencia, pueden ser más limitantes que el rendimiento térmico. Por tanto, mejoras que actúen de manera contrapuesta pueden verse limitadas por estos otros rendimientos.
- El coste que supone cada mejora puede suponer que el trabajar en rendimientos térmicos óptimos no sea rentable.

## Apéndice A-3.1: desarrollo de la solución para la ecuación diferencial

En este apéndice se procede al desarrollo de la solución de la ecuación diferencial 3.33, que se recupera aquí.

$$\begin{aligned}
 x^* \cdot \eta(x^*) = & x^* - f_1 \int_0^{x^*} \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + x^* \cdot \eta'(x^*) + \frac{1}{f_0} \right) dx^* \\
 & - f_2 \int_0^{x^*} \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + x^* \cdot \eta'(x^*) + \frac{1}{f_0} \right)^2 dx^* \\
 & - f_3 \int_0^{x^*} \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + x^* \cdot \eta'(x^*) + \frac{1}{f_0} \right)^3 dx^* \\
 & - f_4 \int_0^{x^*} \left( \eta(x^*) \cdot (1 + NTU(x^*)) + x^* \cdot \eta'(x^*) + \frac{1}{f_0} \right)^4 dx^*
 \end{aligned}$$

Ec. 3.33

Para su resolución se prueba con soluciones particulares de tipo polinómico en  $x^*$ , como la propuesta en la ec. 3.35.

$$\eta = A + B \cdot x^* + C \cdot x^{*2} + D \cdot x^{*3} \quad \text{Ec. 3.35}$$

Si se sustituye el rendimiento por el polinomio de la ec. 3.35 y se igualan términos, se obtienen las ecuaciones 3.131-134.

$$A = 1 - \left( f_1 \cdot \left( A + \frac{1}{f_0} \right) + f_2 \cdot \left( A + \frac{1}{f_0} \right)^2 + f_3 \cdot \left( A + \frac{1}{f_0} \right)^3 + f_4 \cdot \left( A + \frac{1}{f_0} \right)^4 \right) \quad \text{Ec. 3.131}$$

$$B = \frac{-A \cdot NTU \cdot (f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3)}{2 \cdot (1 + f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3)} \quad \text{Ec. 3.132}$$

$$C = \frac{-B \cdot NTU \cdot (f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3) - (f_2 + 3 \cdot Z \cdot f_3 + 6 \cdot f_4 \cdot Z^2) \cdot (2 \cdot B + A \cdot NTU)^2}{3 \cdot (1 + f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3)} \quad \text{Ec. 3.133}$$

$$D = \frac{-C \cdot NTU \cdot (f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3) - (2 \cdot B + A \cdot NTU)^3 \cdot \left[ \frac{(B \cdot NTU + 3 \cdot C) \cdot 2 \cdot f_2 + f_3 + 4 \cdot Z \cdot f_4}{(2 \cdot B + A \cdot NTU)^2} \right]}{4 \cdot (1 + f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3)} \quad \text{Ec. 3.134}$$

Donde  $A = \eta_0$  ya que  $\eta(x^* = 0) = A$ . Adicionalmente se crea una nueva variable  $Z$ , que viene definida por la ec. 3.37.

$$Z = \left( \eta_0 + \frac{1}{f_0} \right) \quad \text{Ec. 3.37}$$

Si se sustituye  $A$  por su valor y el rendimiento a la entrada por su expresión en función de esta nueva variable  $Z$  (ec. 3.37) en la ec. 3.134 y se despeja, se obtiene el siguiente polinomio que se definirá como la función característica del sistema, de tal modo que una de sus raíces será el rendimiento de la sección de entrada.

$$g(Z) = - \left( 1 + \frac{1}{f_0} \right) + (1 + f_1) \cdot Z + f_2 \cdot Z^2 + f_3 \cdot Z^3 + f_4 \cdot Z^4 \quad \text{Ec. 3.38}$$



Las distintas derivadas de la función características vienen dadas por las ecuaciones 3.40-43.

$$g'(Z) = f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3 \quad \text{Ec.3.40}$$

$$g''(Z) = 2 \cdot f_2 + 6 \cdot f_3 \cdot Z + 12 \cdot f_4 \cdot Z^2 \quad \text{Ec. 3.41}$$

$$g'''(Z) = 6 \cdot f_3 + 24 \cdot f_4 \cdot Z \quad \text{Ec. 3.42}$$

$$g^{IV}(Z) = 24 \cdot f_4 \quad \text{Ec. 3.43}$$

Despejando el resto de los coeficientes ( $B$ ,  $C$  y  $D$ ) y expresando todos en función de  $g(Z)$  y sus sucesivas derivadas se obtienen sus valores que vienen dados por las ecuaciones 3.135-137.

$$A = \eta_0 = Z - \frac{1}{f_0} - g(Z) \quad \text{Ec. 3.135}$$

$$B = -\frac{\eta_0 \cdot (1-g'(Z))}{2 \cdot g'(Z)} \cdot NTU \quad \text{Ec. 3.136}$$

$$C = \frac{\eta_0}{6} \cdot \left[ \frac{g''(Z) \cdot \eta_0}{g'(Z)} - \frac{(1-g'(Z))^2}{g'^2(Z)} \right] \cdot NTU^2 \quad \text{Ec. 3.137}$$

$$D = \frac{\eta_0}{24} \cdot \left[ \frac{g'''(Z) \cdot \eta_0^2}{g'(Z)} - \frac{(1-g'(Z))^3}{g'^3(Z)} \right] \cdot NTU^3 \quad \text{Ec. 3.138}$$

En dichas ecuaciones se han eliminado algunos términos por ser despreciables frente al resto. Para las derivadas sucesivas de la función característica se toma exclusivamente el mayor de los términos.

Considerando la variable  $w$  dada por la ec. 3.139, se obtiene una sucesión de términos en base a dicha variable de modo que se pueden expresar según la ec.3.140, además de otros términos adicionales.

$$w = \frac{1-g'(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU \cdot x^* \quad \text{Ec. 3.139}$$

$$f(w) = -\left( \frac{w}{2} + \frac{w^2}{6} + \frac{w^3}{24} + \dots \right) \quad \text{Ec. 3.140}$$

Por otro lado, para valores habituales de funcionamiento de un receptor solar, se conoce que  $W$  tiene un valor muy cercano a cero. Esta conclusión se desarrolla a lo largo del apartado 3.3.1. Por tanto, si se considera a  $f(w)$  un desarrollo en serie de Taylor de una determinada función en cero se obtiene que se trata de la función dada por la ec.3.141.

$$f(w) = -\frac{1}{w} \cdot (e^w - 1) \quad \text{Ec. 3.141}$$

Por tanto, sustituyendo los valores de los parámetros  $A$ ,  $B$ ,  $C$  y  $D$  en la solución polinómica propuesta como solución (ec.3.35) e introduciendo la función obtenida en la ec.3.141 en el desarrollo, se llega a la ec. 3.39 para el rendimiento del receptor.

$$\eta(x^*) = \frac{\eta_0 \cdot g'(Z)}{(1-g'(Z))} \cdot \frac{1}{NTU \cdot x^*} \cdot \left( e^{\frac{1-g'(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU \cdot x^*} - 1 \right) - \frac{\eta_0^2}{6} \cdot \frac{g''(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU^2 \cdot x^{*2} - \frac{\eta_0^3}{24} \cdot \frac{g'''(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU^3 \cdot x^{*3}$$

Ec. 3.39

## Bibliografía del capítulo 3

- [1] Hottel H. C. and Whillier A. (1958). "Evaluation of flat-plate collector performance. In *Trnas. Of the Conf. on the use of Solar Energy*". Univ. Arizona Press. 2(1), pp. 74-104.
- [2] Bliss R. W. (1959). "The derivations of several "plate efficiency factors" useful in the design of flat-plate solar-heat collectors". *Solar Energy* 3, 55-62.
- [3] Naum Fraidenaich, J.M Gordon, Rita de Cassia Fernandes de Lima. Improved solutions for temperature and thermal power delivery profiles in linear solar collectors. *Solar Energy Volume* 61, Issue 3, September 1997, pages 141-145.
- [4] Milton Matos Rolim, Naum Fraidenaich, Chiguera Tiba, 2009. Analytic modeling of a solar power plant with parabolic linear collectors. *Solar Energy* 83 (2009) 126-133.
- [5] V.E. Dudley, G.J. Kolb, A.R. Mahoney, T.R. Mancini, C.W. Matthews, M. Sloan, D. Kearney, "Test results: SEGS LS-2 solar collector, Report of Sandia National Laboratories" (SANDIA-94-1884), 1994.
- [6] ANSI/AHRAE Standard 93-2010. Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors. ASHRAE, 2014.
- [7] Coccia G, Nicola GD, Sotte M. Design, manufacture, and test of a prototype for a parabolic trough collector for industrial process heat. *Renewable Energy* 2015; 74:727-36.
- [8] Jaramillo OA, Venegas-Reyes E, Aguilar JO, Castrejón-García R, Sosa- Montemayor F. Parabolic trough concentrators for low enthalpy processes. *Renewable Energy* 2013; 60:529-39.
- [9] Chafie M, Ben Aissa MF, Bouadila S, Balghouthi M, Farhat A, Guizani A. Experimental investigation of parabolic trough collector system under Tunisian climate: design, manufacturing and performance assessment. *Appl Therm Eng* 2016.
- [10] Lin M, Sumathy K, Dai YJ, Wang RZ, Chen Y. Experimental and theoretical analysis on a linear Fresnel reflector solar collector prototype with V-shaped cavity receiver. *Appl Therm Eng* 2013; 51:963-72.
- [11] S.A. Kalogirou. "Solar thermal collectors and applications". *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 231-295.
- S. A. Kalogirou, A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*, 48 (2012) 298-306.
- [12] D. Proctor. A generalizad Method for testing all clases of solar collector. -I. Attainable accuracy, II. Evaluation of collector thermal constants, III.Linearalized efficiency ecuations. *Solar Energy*, 1984; 32:377-399.
- [13] Patnode, A. M., 2006. Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants, Thesis at University of Wisconsin, Madison. Available electronically at <http://sel.me.wisc.edu/publications-theses.shtml>.
- [14] Weidong Huang, Peng Hu, Zeshao Chen. Performance simulation of a parabolic trough solar collector. *Solar Energy* 86 (2012) 746-755.
- [15] M. J. Montes. Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero. Tesis doctoral, 2008.
- [16] Price, H. A Parabolic Trough Solar Power Plant Simulation Model. National Renewable Energy Laboratory Technical Report, NREL/CP-550-33209, January 2003. <http://www.nrel.gov/docs/fy03osti/33209.pdf>.

- [17] SAM (Solar Advisor Model) Version 2.5.0.2 developed by the National Renewable Energy Laboratory. Available electronically at <[www.nrel.gov/analysis/sam](http://www.nrel.gov/analysis/sam)>.
- [18] F. Burkholder and C. Kutscher. Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver. National Renewable Energy Laboratory Technical Report (2009) NREL/TP-550-45633 <<http://www.nrel.gov/docs/fy09osti/45633.pdf>>.
- [19] Solar Advisor Model Reference Manual SAM 3.0. 7/15/2009, available electronically at <<https://sam.nrel.gov/download>>
- [20] R. Forristall, 2003. "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver" Report No. NREL/TP-550-34169, NREL, CO. USA.
- [21] Ibrahim Halil Yilmaz, Mehmet Sait Soylemez. Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector. *Energy Conversion and Management* 2014, 88: 768–784.
- [22] Ricardo Vasquez Padilla, Gokmen Demirkaya, D. Yogi Goswami, Elias Stefanakos, Muhammad M. Rahman. "Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver". *Applied Energy*, volume 88, 2011, pages 5097–5110.
- [23] García-Valladares O, Velazquez N. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. *Int J Heat Mass Trans* 2009; 52(3–4):597–609.
- [24] Ramchandra G. Patil, Sudhir V. Panse, Jyeshtharaj B. Joshi. Optimization of non-evacuated receiver of solar collector having non-uniform temperature distribution for minimum heat loss. *Energy Conversion and Management* 85 (2014), pages 70–84.
- [25] María J. Montes, Rubén Barbero, Rubén Abbas, Antonio Rovira. Performance model and thermal comparison of different alternatives for the Fresnel single-tube receiver. *Applied Thermal Engineering* 104 (2016) 162–175.
- [26] A. Heimsath et al. Linear Fresnel collector receiver: heat loss and temperatures. *Energy Procedia* 49 (2014), pp. 386-397.
- [27] F.J. Pino, R. Caro, F. Rosa and J. Guerra, 2013, Experimental validation of an optical and thermal model of a linear Fresnel collector system. *Applied Thermal Engineering* 50 (2013), pp. 1463-1471.

## Lista de símbolos del capítulo 3

### Acrónimos

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (sociedad americana de ingenieros de calefacción, refrigeración y aire acondicionado)
CCP	Colectores Cilindro-parabólicos
CLF	Colectores Lineales Fresnel
DNI	Direct Normal irradiance (radiación solar directa ( $W/m^2$ ))
HTF	Heat Transfer Fluid (fluido de transferencia de calor)
IAM	Incident Angle Modifier (modificador del ángulo de incidencia (-))

### Símbolos latinos

$A$	coeficiente del polinomio de la solución general del rendimiento térmico (-)
$A_0$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W/m$ )
$A_1$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W/(m \cdot K)$ )
$A_2$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W/(m \cdot K^2)$ )
$A_3$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W/(m \cdot K^3)$ )
$A_4$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W/(m \cdot K^2)$ )
$A_5$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W \cdot m^{-1.5} \cdot s^{0.5}$ )
$A_6$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W \cdot m^{-1.5} \cdot s^{0.5} \cdot K^{-1}$ )
$A_{ext}$	área exterior del receptor expuesta a radiación solar ( $m^2$ )
$a$	constante del modelo de rendimiento térmico de Proctor [12] ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$a_0$	constante del modelo de rendimiento térmico de Patnode [13] y M.J. Montes [15] ( $W/m$ )
$a_1$	constante del modelo de rendimiento térmico de Patnode [13] y M.J. Montes [15] ( $W/(m \cdot K)$ )
$a_2$	constante del modelo de rendimiento térmico de Patnode [13] y M.J. Montes [15] ( $W/(m \cdot K^2)$ )
$a_3$	constante del modelo de rendimiento térmico de Patnode [13] y M.J. Montes [15] ( $W/(m \cdot K^3)$ )
$B$	coeficiente del polinomio de la solución general del rendimiento térmico (-)
$b$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W \cdot s/(m^3 \cdot K)$ )
$b_0$	constante del modelo de rendimiento térmico de Patnode [13] y M.J. Montes [15] (-)
$b_1$	constante del modelo de rendimiento térmico de M.J. Montes [15] ( $1/K$ )
$b_2$	constante del modelo de rendimiento térmico de Patnode [13] y M.J. Montes [15] ( $1/K^2$ )
$C$	coeficiente del polinomio de la solución general del rendimiento térmico (-)
$C_0$	constante de modelos de rendimiento térmico basados en el modelo de Hottel y Whillier [6] y [11] (-)
$C_1$	constante de modelos de rendimiento térmico basados en el modelo de Hottel y Whillier [6] y [11] ( $W/(m \cdot K)$ )
$C_2$	constante de modelos de rendimiento térmico basados en el modelo de Hottel y Whillier [6] y [11] ( $W/(m \cdot K^2)$ )
$C_g$	factor de concentración (-)
$c$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] ( $W/(m^2 \cdot K^2)$ )

$c_p$	capacidad térmica específica a presión constante (J/(kg·K))
$D_{ri}$	diámetro interior del receptor (m)
$D_{ro}$	diámetro exterior del receptor (m)
$d$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] (W·s/(m <sup>3</sup> ·K <sup>2</sup> ))
$e$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] (W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> ))
$F'$	coeficiente adimensional del modelo de rendimiento térmico de Hottel y Whillier definido según la ec. 3.2 (-)
$F'_{crit}$	coeficiente adimensional crítico del modelo según la ec. 3.63 (-)
FR	coeficiente adimensional del modelo de rendimiento térmico de Hottel y Whillier definido según la ec. 3.3 (-)
$F'_v$	coeficiente adimensional del modelo de rendimiento térmico de Fraidenraich definido según la ec. 3.7 (-)
$f$	constante del modelo de rendimiento térmico de Price [16] (W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>5</sup> ))
$f_0, f_1, f_2, f_3, f_4$	factores adimensionales del modelo definidos por las ecuaciones 3.3 y 3.34 a-d (-)
$f_2^*, f_3^*, f_4^*$	factores adimensionales del Modelo Local de 4º Grado definidos por las ecuaciones 3.75-77 (-)
$g(Z)$	función característica del rendimiento térmico (-)
$g', g'', g'''; g^{IV}$	derivadas de orden 1 a 4 de la función característica (-)
$h$	entalpía específica (J/kg)
$h_{ext}$	coeficiente de transferencia de calor convectivo equivalente hacia el exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$h_{ext,0}$	coeficiente de la función del coeficiente convectivo equivalente exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$h_{ext,1}$	coeficiente de la función del coeficiente convectivo equivalente exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> ))
$h_f$	entalpía específica del fluido de transferencia (J/kg)
$h_{fe}$	entalpía específica del fluido de transferencia en la entrada (J/kg)
$h_{int}$	coeficiente de transferencia de calor convectivo hacia el interior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$K(\vartheta)$	modificador del ángulo de incidencia
$K_0$	coeficiente del modelo de rendimiento total según la ec. 3.13 [5] (-)
$K_1$	coeficiente del modelo de rendimiento total según la ec. 3.13 [5] (1/K)
$K_a$	función genérica de la temperatura en la pared del receptor en condiciones de rendimiento máximo (K)
$K_b$	función genérica de la temperatura en la pared del receptor en condiciones de rendimiento máximo (K)
$k_{rec}$	conductividad del absorbedor (W/(m·K))
$L$	longitud del receptor (m)
$\dot{m}$	flujo másico del fluido de transferencia (kg/s)
NTU	número de Unidades de Transmisión (-)
$NTU_{perd}$	número de Unidades de Transmisión definido según la ec. 3.64 (-)
$P$	presión absoluta (Pa)
$P_b$	perímetro del soporte del colector (m)
$Pr$	número de Prandtl (-)
$\dot{q}''_{abs}$	flujo de radiación absorbido en la superficie del receptor (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_{abs/max}$	flujo de radiación absorbido en la superficie del receptor para rendimiento máximo (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_{crit}$	flujo de radiación crítico según la ec. 3.50 (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_{perd}$	flujo de calor de pérdidas al exterior desde la superficie del receptor (W/m <sup>2</sup> )

$\dot{q}_u''$	flujo de calor útil hacia el interior del receptor por unidad de superficie (W/m <sup>2</sup> )
R	cociente entre del flujo de radiación crítico y el absorbido por el colector (-)
R <sub>23</sub>	ratio entre los coeficientes de grado 2 y 3 en Modelo Local e 4º Grado (-)
R <sub>24</sub>	ratio entre los coeficientes de grado 2 y 4 en Modelo Local e 4º Grado (-)
R <sub>34</sub>	ratio entre los coeficientes de grado 3 y 4 en Modelo Local e 4º Grado (-)
R <sub>max</sub>	valor de R en condiciones de rendimiento máximo (-)
Re	número de Reynolds (-)
$\bar{T}_{cielo}$	temperatura media del cielo (K)
T <sub>ext</sub>	temperatura exterior (K)
T <sub>f</sub>	temperatura del fluido de transferencia (K)
$\bar{T}_f$	temperatura media del fluido de transferencia (K)
T <sub>f,est</sub>	temperatura del fluido en condiciones de estancamiento (K)
T <sub>fe</sub>	temperatura del fluido de transferencia en condiciones de entrada (K)
T <sub>fe</sub> *	temperatura del fluido de transferencia en condiciones de entrada adimensional en función de T <sub>ext</sub> (K)
T <sub>fs</sub>	temperatura del fluido de transferencia en condiciones de salida (K)
T <sub>ro</sub>	temperatura de la superficie exterior del receptor (K)
$\bar{T}_{ro,ext}^3$	temperatura cúbica media equivalente en el intercambio de calor por radiación entre el receptor y el exterior, según <i>la ec. 3.69</i> (K <sup>3</sup> )
U'	coeficiente de transmisión de calor al exterior definido por Fraidenraich (W/(m <sup>2</sup> ·K)) (1997) (W/(m <sup>2</sup> ·K))
U <sub>crit</sub>	coeficiente de transmisión de calor al interior crítico según la ec. 3.51 (W/(m <sup>2</sup> ·K))
U <sub>crit/T<sub>ro</sub></sub>	coeficiente de transmisión de calor al interior crítico basado en T <sub>ro</sub> según la ec. 3.91 (W/(m <sup>2</sup> ·K))
U <sub>ext</sub>	coeficiente de transmisión de calor al exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
U <sub>ext,0</sub>	coeficiente de la función del coeficiente de transmisión de calor al exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
U <sub>ext,1</sub>	coeficiente de la función del coeficiente de transmisión de calor al exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> ))
U <sub>ext,s</sub>	coeficiente de transmisión de calor al exterior en condiciones de estancamiento (W/(m <sup>2</sup> ·K))
U <sub>rec</sub>	coeficiente de transmisión de calor al interior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
U <sub>t</sub>	coeficiente de transmisión de calor entre el HTF y el exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
v <sub>aire</sub>	velocidad del aire (m/s)
V <sub>f</sub>	velocidad del fluido de transferencia (m/s)
V <sub>fe</sub>	velocidad del fluido de transferencia en la entrada (m/s)
W	perímetro del receptor (m)
w	variable de desarrollo definida según la ec. 3.140 (-)
x	coordenada longitudinal (m)
x*	coordenada longitudinal adimensional en función de la longitud del tubo (-)
Y	variable definida según la ec. 3.94 (K)
Z	variable adimensional del modelo de rendimiento térmico según la ec. 3.37 (-)

### Símbolos griegos

$\epsilon_{ext}$	emisividad equivalente de la superficie exterior del receptor (-)
$\epsilon_{ext,0}$	coeficiente de la función de la emisividad equivalente exterior (-)

$\varepsilon_{ext,1}$	coeficiente de la función de la emisividad equivalente exterior (1/K)
$\eta$	rendimiento térmico acumulado (-)
$\eta_0$	rendimiento térmico a la entrada (-)
$\eta_{bordes}$	rendimiento en bordes (-)
$\eta_{geom}$	rendimiento geométrico (-)
$\eta_{opt}$	rendimiento óptico (-)
$\eta_{opt, pico}, \eta_{opt, 0^\circ}$	rendimiento óptico pico (-)
$\eta_{sombbras}$	rendimiento sombras (-)
$\eta_T$	rendimiento total (-)
$\eta_x$	rendimiento térmico local (-)
$\eta_{x,1^{er}}$	rendimiento térmico local según Modelo Local de 1 <sup>er</sup> Grado (-)
$\eta_{x,2^e}$	rendimiento térmico local según Modelo Local de 2 <sup>o</sup> Grado (-)
$\eta_{x, max}$	rendimiento térmico local máximo (-)
$\eta_{x,T_{ro}}$	rendimiento térmico según el Modelo Local basado en $T_{ro}$ (-)
$\vartheta$	ángulo de incidencia ( $^\circ$ )
$\lambda_T$	coeficiente entálpico de compresión isoterma ( $m^3/kg$ )
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67e-8 W/(m^2 \cdot K^4)$ )
$\tau_{req}$	límite de precisión requerido en el rendimiento (-)



## 4 Capítulo 4: Validación del modelo

El modelo desarrollado en el capítulo anterior es un modelo teórico basado en las ecuaciones que gobiernan la transmisión de calor en fluidos y sólidos. Por tanto, su aplicación será válida siempre que lo sean las ecuaciones de partida y las hipótesis adoptadas en su desarrollo.

En este caso, debido a que dicho modelo se ha desarrollado considerando una geometría de colector simplificada, será necesario el planteamiento de una metodología que convierta el sistema de colector complejo en un sistema más simple como el usado en la obtención del modelo. Esta metodología consistirá básicamente en la obtención de los coeficientes de transmisión de calor equivalentes para el colector real. Por otro lado, el uso de hipótesis simplificadoras, el truncamiento del Modelo de 4º Orden y la propuesta de modelos más sencillos derivados del anterior hacen necesaria la validación de dichas expresiones y el establecimiento de sus límites de aplicación.

Para dicha validación se parte de datos experimentales de funcionamiento de un CCP, ya que, al ser la tecnología más madura, es aquella de la que más datos de operación se disponen. Como se planteará más adelante, esta aplicación valida automáticamente el modelo para todas aquellas tecnologías que trabajen en el mismo rango de temperatura y concentración, además de aquellas en las que las hipótesis utilizadas sean menos restrictivas que en sistemas de CCP.

Como paso previo a la validación se desarrolla un modelo numérico unidimensional que dé un resultado próximo al experimental. Este paso es necesario para validar que las correlaciones utilizadas para transferencia de calor y la aproximación unidimensional en si misma son adecuadas para el cálculo del rendimiento térmico de un receptor. En general, son varios los modelos de este tipo que dan resultados adecuados, de entre los desarrollados hasta la fecha. Sin embargo, existen algunos modos de operación, como el caso de tubo desnudo, que no son capturados por dichos modelos unidimensionales. Por tanto, en este trabajo se van a revisar las correlaciones de transmisión de calor utilizadas en esos modelos mediante cálculos de herramientas de fluidodinámica computacional (Computational Fluid Dynamics, CFD). De este modo se pretenden obtener modelos específicos más precisos para las pérdidas de calor en CCP.

Una vez validado el modelo unidimensional se pasa al desarrollo de coeficientes equivalentes de transmisión de calor para los modelos desarrollados. Como parte de la metodología, se utiliza también el modelo unidimensional.

El proceso de validación abarca el funcionamiento en una importante batería de condiciones de operación, considerando dos recubrimientos selectivos distintos y para modos de operación en los que el receptor esté deteriorado, habiendo perdido vacío o incluso con la pérdida total del vidrio. Esto garantiza que el modelo es adecuado para caracterizar el rendimiento térmico de un CCP.

### 4.1 Modelos numéricos

Estos modelos permiten calcular el rendimiento local en regiones lo suficientemente pequeñas del receptor como para considerar que la variación de los distintos parámetros es despreciable. La resolución del modelo para las regiones que componen el receptor dará como resultado el rendimiento térmico del receptor completo.

En función del número de dimensiones consideradas en la transmisión de calor se podrá hablar de modelos unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales. En un primer apartado se hará un breve repaso de los modelos específicos para el cálculo de pérdidas de calor en receptores correspondientes a las tecnologías analizadas en esta tesis.

Dentro de los modelos tridimensionales caben destacar los modelos CFD, ya que son estos los que se utilizarán de cara al desarrollo de correlaciones de transmisión de calor específicas para el diseño de CCP utilizado en la validación.

#### 4.1.1 Modelos específicos para receptores solares

Estos modelos presentan una estructura de bloques (volúmenes de control) entre los que se produce la transferencia de calor por los distintos mecanismos. Dependiendo del número de dimensiones en las que se considere el flujo de calor se tendrán modelos unidimensionales, bidimensionales o tridimensionales. En el caso de un receptor tubular de un CCP, es la coordenada radial, en la que se produce la transferencia de calor fundamentalmente, lo que daría lugar a un modelo unidimensional. A medida que se consideran diferencias angulares, debido a la no uniformidad del flujo de radiación en el tubo, o transferencia de calor longitudinal, debido a que se trata de un tubo de longitud finita, se pasa a modelos bidimensionales o tridimensionales. Para el cálculo de la transferencia de calor se utilizan correlaciones que son generalmente empíricas o pseudo-empíricas. Estas correlaciones se complementan con la aplicación de las leyes de continuidad y energía simplificadas para establecer el flujo másico y energético entre distintas secciones longitudinales del receptor.

En el caso de CCP uno de los principales modelos es el desarrollado por Forristall [1], que es considerado como una referencia en el campo. Utiliza correlaciones de transmisión de calor, que eran estado del arte en el año de su desarrollo, 2003. Los resultados de este modelo fueron validados satisfactoriamente con los datos experimentales correspondientes al receptor LS-2 y presentados por Dudley [2].

Han sido varios los autores que han utilizado este modelo como base para sus propios modelos, como por ejemplo Montes et al. [3] que extendieron su aplicación a la generación directa del vapor (GDV) dentro del receptor. Por otro lado, Kalogirou [4] siguió una estrategia similar, realizando un modelo térmico detallado.

Algunos otros autores también han mejorado este modelo de referencia. Así, Yilmaz [5] se centró en las pérdidas de radiación de la envolvente de vidrio y las pérdidas de conducción a través de los soportes del receptor, realizando un análisis más detallado de estos modos de transferencia de calor. Padilla et al. [6] discretizaron axialmente el tubo absorbedor y la envolvente considerando conducción de calor en dirección axial y estimando los factores de vista entre nodos para la transferencia de calor de radiación. Hachicha [7] amplió esta discretización a la dirección angular para considerar no uniformidades en el calor absorbido en el receptor.

Por otro lado, se realizaron simulaciones numéricas detalladas para el comportamiento térmico y fluidodinámico, considerando las ecuaciones de Navier Stokes, tanto en una dimensión [8] como en 3 dimensiones [9].

---

Estos modelos y lo que aportan al resultado final, han sido valorados de cara al desarrollo del modelo unidimensional propuesto para la validación. En siguientes apartados se establecerán las consideraciones necesarias a incorporar.

No sólo se han desarrollado modelos numéricos de este tipo para CCP, sin embargo, muchos de los modelos desarrollados para CLF, por ejemplo, están también basados en primera instancia en los presentados para CCP, por lo que comparten características e incluso correlaciones utilizadas [10-14].

En el caso de CTC, el hecho de la menor experiencia operativa, junto con la mayor complejidad geométrica hace que sea menor el número de modelos desarrollados. Entre ellos se pueden destacar [15-16] que básicamente parten igualmente de desarrollos para CCP.

A medida que las geometrías se complican es necesario el apoyo en cálculos de fluidodinámica computacional, bien para el cálculo del rendimiento del receptor de manera directa, o bien para la obtención de correlaciones específicas a implementar en los modelos numéricos. En el siguiente apartado se revisarán los modelos CFD y algunas de las posibles aplicaciones en las que su uso puede aportar una mejora en los modelos actuales.

#### **4.1.2 Modelos de fluidodinámica computacional (CFD): Descripción y aplicaciones**

Los códigos CFD son herramientas para la simulación del comportamiento de sistemas de flujo fluido, transferencia de calor, reacción química y otros fenómenos físicos relacionados. A mediados de los años 70 se desarrollaron los algoritmos matemáticos necesarios para la resolución de las ecuaciones del flujo fluido y los primeros códigos CFD aparecieron ya a principios de los años 80. El importante desarrollo de los ordenadores y métodos de programación en décadas posteriores han hecho del CFD una herramienta habitual en el campo de la investigación y de la industria.

Estas herramientas resuelven numéricamente las ecuaciones en derivadas parciales de Navier-Stokes, que describen los balances de cantidad de movimiento, energía y masa para fluidos. Adicionalmente, se pueden resolver, de manera conjunta, las ecuaciones correspondientes a otros fenómenos físicos, como puede ser la radiación.

El método más común de resolución de las ecuaciones es el de volúmenes finitos, que es una adaptación del método de diferencias finitas a la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes. Aunque este método no es el único, ya que existen otras herramientas CFD que utilizan por ejemplo métodos de elementos finitos. En el caso de la herramienta utilizada, ANSYS-CFX 13, el método utilizado es el de volúmenes finitos.

En los siguientes apartados se hace una breve descripción de aquellos aspectos fundamentales para el campo específico de receptores solares, utilizando como base las características de la herramienta utilizada.

#### 4.1.2.1 Descripción del modelo fisicomatemático

El código ANSYS-CFX resuelve las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía (ecuaciones de Navier-Stokes), que gobiernan el comportamiento de un fluido. Dichas ecuaciones se pueden expresar, en su forma más general, mediante las siguientes expresiones [17].

- Ecuación de continuidad o de conservación de masa (ec. 4.1):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot V) = 0 \quad \text{Ec. 4.1}$$

- Ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento (ec. 4.2), una en cada dirección  $(x,y,z)$  del espacio:

$$\frac{\partial(\rho \cdot V)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot V \otimes V) = \nabla \cdot (-P \cdot I + \tau) + S_M \quad \text{Ec. 4.2}$$

- Ecuación de conservación de la energía (ec. 4.3):

$$\frac{\partial(\rho \cdot h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot V \cdot h_{tot}) = \nabla(k \cdot \nabla T) + \nabla \cdot (V \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E \quad \text{Ec. 4.3}$$

Donde los valores del esfuerzo viscoso  $(\tau)$  y de la entalpía específica total  $(h_{tot})$  vienen dados por las ec. 4.4.

$$\tau = \mu \cdot (\nabla V + (\nabla V)^T) - \frac{2}{3} \cdot I \cdot \nabla \cdot V \quad ; \quad h_{tot} = \frac{1}{2} \cdot V^2 \quad \text{Ec. 4.4}$$

$S_M$  y  $S_E$  corresponden con fuentes adicionales de cantidad de movimiento y energía, respectivamente e  $I$  es la matriz identidad.

En estas cinco ecuaciones hay siete incógnitas  $(u, v, w, P, T, \rho$  y  $h)$ , por lo que el sistema se cierra con la adición de dos ecuaciones algebraicas de la termodinámica:

- La ecuación de estado, que relaciona la densidad con la presión y la temperatura (ec. 4.5):

$$\rho = \rho(P, T) \quad \text{Ec. 4.5}$$

- La ecuación de la capacidad de calor específica que relaciona la entalpía con la temperatura y la presión (ec. 4.6):

$$c_p = c_p(P, T) \quad \text{Ec. 4.6}$$

Una de las limitaciones que tienen estas ecuaciones en su aplicación es en situaciones de vacío o pseudo-vacío, como ocurre en el caso de la región anular en CCP o CLF, tal y como se expone más adelante.

Las ecuaciones de Navier-Stokes describen flujos laminares y turbulentos sin la necesidad de ninguna información o modelo adicional. Sin embargo, los flujos turbulentos poseen un rango de escalas turbulentas temporal y espacial tal, que se requerirían tamaños de volúmenes de control y pasos de tiempo mucho menores que aquellos que resultan hoy en día prácticos por la potencia de los ordenadores.

Por ello se introducen modelos para poder predecir los efectos de la turbulencia. Estos modelos pueden clasificarse en modelos de viscosidad turbulenta (los términos adicionales se modelan como un término adicional de difusión) o modelos de tensiones de Reynolds (se resuelven ecuaciones de transporte para las tensiones de Reynolds) y ambos se basan en las ecuaciones RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Estas ecuaciones proponen que la velocidad del flujo puede describirse con un valor medio y una componente de fluctuación (ec. 4.7).

$$V = \bar{V} + V_t \quad \text{Ec. 4.7}$$

Resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes modificadas según la fórmula anterior se reduce considerablemente el coste computacional de las simulaciones numéricas, pero a cambio se introducen nuevas incógnitas en las ecuaciones durante el tratamiento estadístico de las ecuaciones. Estos términos adicionales son los llamados tensiones turbulentas o tensiones de Reynolds.

La turbulencia consiste en torbellinos que se forman y disipan continuamente. Del mismo modo que en el nivel molecular el flujo de calor, por ejemplo, es proporcional al gradiente de temperatura, el flujo turbulento de una variable se supone proporcional al gradiente de la variable. El factor de proporcionalidad es la viscosidad turbulenta  $\mu_t$  y la forma de calcularla da lugar a diferentes modelos de viscosidad turbulenta (k- $\epsilon$ , k- $\omega$  y el modelo SST (Shear Stress Transport), que es una combinación de los dos anteriores).

No es el objetivo de esta tesis entrar en detalle en el cálculo CFD de flujos turbulentos, por lo que no se van a exponer los detalles y expresiones de cada uno de los modelos. En el caso de esta tesis se hará uso del modelo SST por su precisión para caracterizar fenómenos de transmisión de calor en capa límite, debido a una mayor precisión en el cálculo de la separación de capa límite, entre otros.

Existen otros modelos para la aproximación de las estructuras turbulentas, que consisten en el filtrado de las escalas turbulentas en el espacio en vez de en el tiempo, tal y como se hace en los modelos RANS. Estos modelos se conocen como LES (Large Eddy Simulation) o DES (Detached Eddy Simulation) si se acompaña de la resolución de la capa límite mediante un modelo k- $\omega$ . Estos últimos modelos son utilizados por algunos autores, fundamentalmente en el cálculo de cargas aerodinámicas en colectores, tal y como se verá más adelante.

#### 4.1.2.2 Simulación de la transferencia de calor conjugada

En un receptor solar, el poder simular la conducción de calor a través de los tubos o elementos sólidos de dicho receptor es fundamental:

- Se trata de una resistencia térmica que no es despreciable y la no uniformidad del flujo de radiación hace que en ocasiones pueda jugar un papel importante en la transmisión de calor.
- Desde el punto de vista estructural las cargas térmicas dependerán del gradiente de temperaturas establecido en el sólido. Debido a que flujos de radiación mayores llevan a mayores rendimientos, es necesario someter en ocasiones a los elementos estructurales a situaciones de elevada carga que es necesario verificar para el ciclo de vida estipulado para el elemento.

En este caso las herramientas CFD tienen capacidad para resolver de forma combinada la conducción de calor en sólidos. La ecuación de conservación de la energía, en este caso se simplifica, adquiriendo la forma de la ley de Fourier (ec. 4.8).

$$\frac{\partial(\rho \cdot c_p \cdot T)}{\partial t} = \nabla(k \cdot \nabla T) + S_E \quad \text{Ec. 4.8}$$

#### 4.1.2.3 Simulación de flujos bifásicos

En algunos casos es necesaria la simulación de flujos bifásicos, como puede ser el flujo en ebullición en el interior del receptor o el flujo de partículas sólidas en un receptor central basado en estos elementos.

Los códigos CFD proponen básicamente dos enfoques distintos a la resolución de flujos bifásicos:

- Euler-Lagrange: Las fases continuas se resuelven de modo euleriano y las fases discretas con un enfoque lagrangiano, resolviendo por tanto la ecuación de transporte de cada partícula individualmente. Existe la posibilidad de acoplar la influencia de la fase discreta en la continua o no, en función si las fuentes sobre las ecuaciones de conservación son significativas o no.
- Euler-Euler: En este tratamiento se supone que ambas fases se encuentran mezcladas en cada volumen de control (que no a nivel molecular), de modo que se define una fracción volumétrica para cada una de ellas. Los distintos mecanismos de transferencia entre ellas vendrán dados por la densidad de área de transferencia entre ellas. En este caso son varios los submodelos posibles en función del patrón de flujo, fundamentalmente.

El primero de los enfoques permite un mayor detalle de las interacciones entre el fluido y cada una de las partículas individualmente, permitiendo un ahorro de costes computacionales cuando la distribución de tamaños es amplia, pero teniendo un efecto contrario cuando la estadística de partículas necesaria es alta. La limitación importante del enfoque lagrangiano estriba en que sólo es válido cuando la fracción volumétrica de la fase discreta es reducida (por debajo del 1% aproximadamente).

En el caso del flujo bifásico se trata de un problema complejo en el que los modelos se encuentran en pleno desarrollo para obtener resultados precisos. Son varias las aproximaciones enfocadas a establecer la interfase y calcular los mecanismos de transferencia a través de ella. Como se constatará más adelante, el coeficiente de transmisión de calor en el interior del receptor es un factor con un efecto reducido sobre el rendimiento térmico del receptor, para el entorno de valores en ebullición. Sin embargo, puede tener una influencia importante sobre el límite tecnológico de trabajo, debido a las cargas térmicas. En estas situaciones son válidas aproximaciones como las utilizadas por E. Zarza en su tesis [18], donde supone dos fases estratificadas sin atender a los mecanismos de transferencia entre ellas.

En el caso de un flujo de partículas, cabe diferenciar entre aplicaciones en las que se utilizan flujos cargados de partículas o aquellas en las que las partículas sólidas hacen de fluido de transferencia o almacén de energía. Para la resolución de ambos es necesario tener en cuenta la concentración de las partículas para utilizar un tipo u otro de modelos (Euler o Lagrange). En la actualidad se han desarrollado modelos incluso para cálculo de lechos fluidos, basados en teoría cinético-molecular para gases, que permiten promediar las fuentes de cantidad de movimiento debidas a la presencia de una importante cantidad de partículas.

En este trabajo no se van a realizar simulaciones bifásicas, por lo que no se entra en el detalle de cada uno de los modelos, aunque sí se busca exponer el potencial de estas herramientas para el diseño de receptores de casi cualquier tipo.

#### 4.1.2.4 Simulación del transporte de radiación

El mecanismo de transferencia de calor por radiación es fundamental en la simulación de un receptor solar. Las herramientas CFD resuelven la ecuación de transporte de la radiación para calcular la fuente de calor para la ecuación de la energía y obtener los flujos de calor radiativos en las superficies.

En el caso del código utilizado (ANSYS-CFX) se incluyen varios modelos de radiación:

- Modelos de Rosseland y P-1 enfocados a aquellos casos en los que el medio fluido en el que se transporta la radiación absorbe dicha radiación de manera importante (medio ópticamente grueso). Este tipo de modelos podrían aplicarse en casos como medios porosos que simulen receptores volumétricos, como realiza A. Ávila [19] en su tesis.
- Transferencia Discreta o Monte Carlo, que se basan en el trazado de rayos para los que se resuelve la ecuación del transporte de la radiación. En el caso de necesitar incluir el transporte de radiación en sólidos, como pueden ser vidrios, el modelo de Monte Carlo es el único válido.

El distinto comportamiento de las superficies del colector con respecto a la frecuencia de la radiación incidente hace que sea necesario trabajar con modelos multi-banda, si se considera necesario incluir la radiación solar como fuente de radiación en vez de como fuente de energía en una determinada superficie. Este puede ser el caso en el que se pretende considerar el efecto de las múltiples reflexiones y la absorción de la radiación solar directa, como pasa en el para receptores secundarios en CLF, donde la absorción de calor en el concentrador secundario influye de manera importante en las pérdidas de calor al exterior [9].

#### 4.1.2.5 Metodología para el cálculo mediante herramientas CFD

El uso de herramientas CFD comporta una serie de tareas que se deben guiar por unas buenas prácticas que, por su carácter general, se plantean aquí, de modo que todas las simulaciones realizadas en la tesis las han tenido en cuenta.

**Generación del dominio de cálculo.** Son dos las consideraciones fundamentales a la hora de plantear esta fase:

- Incluir sólo aquellos detalles que puedan tener un efecto relevante sobre el problema a resolver. Ponderar su relevancia con las dificultades que supone sobre otras tareas como el desarrollo de la malla de cálculo. En ocasiones la pérdida de calidad de malla puede llevar a errores superiores a la mejora que pueda producir la introducción del elemento.
- Llevar las condiciones de contorno a puntos en los que dichas condiciones sean conocidas. En caso contrario, alejar los contornos lo suficiente como para que no influyan sobre la resolución del problema concreto.

**Generación de la malla de cálculo.** Toda generación de malla de cálculo tiene que pasar por una fase de aseguramiento de la calidad de dicha malla, que consiste en:

- Se utilizan mallas estructuradas con prismas en capa límite para evaluar correctamente esta región.
- Verificar los parámetros de control de calidad de cada uno de los elementos generados, sobre todo aquellos relacionados con su forma, ratios de crecimiento y ausencia de volúmenes negativos.
- Proceso iterativo de independencia de resultados con respecto al refinamiento progresivo de la malla. El criterio debe estar referido al resultado buscado y no ha resultados parciales que puedan cambiar por refinamientos locales, pero con efecto despreciable sobre el resultado buscado.

**Definición del caso.** En esta fase se incluyen aquellas ecuaciones, modelos adicionales que sean necesarios incluir, condiciones de contorno y fluidos a considerar con sus correspondientes ecuaciones de estado y de capacidad térmica específica. En esta fase es fundamental ponderar el coste computacional que se introduce la inclusión de unos modelos u otros con respecto a la influencia sobre el resultado.

**Resolución iterativa del cálculo.** En esta fase es importante la experiencia del simulador en la selección de los pasos de tiempo adecuados para la correcta convergencia del cálculo en el menor tiempo posible. Se utilizan esquemas de segundo orden en discretización para la resolución de las ecuaciones en derivadas parciales, con lo que se pierde robustez en convergencia, pero se capturan de manera adecuada los gradientes. Es importante verificar la convergencia adecuada de la simulación, mediante:

- Los residuos de las ecuaciones de conservación, para valorar la variación entre una iteración y la anterior. El criterio utilizado en las simulaciones realizadas es tener valores para el residuo cuadrático medio (RMS) inferiores a  $1e-4$ , como valor estándar en simulaciones CFD.
- Convergencia adecuada de los balances de cada una de las ecuaciones de conservación. Se utiliza como criterio que el balance másico se cumpla con un error máximo del 0,1%.
- Monitorización de aquellas variables que son objetivo de cálculo, para evaluar su estabilización en el caso de casos estacionarios o el haber satisfecho el objetivo en el caso de casos transitorios. Se establece como criterio que la variable de control en cada caso (normalmente flujo de calor) permanezca constante durante al menos 10 iteraciones.

La combinación de estos criterios permite establecer la correcta convergencia de la simulación.

**Análisis de resultados.** Un primer paso del análisis de resultados de una simulación CFD debe pasar por la verificación de los balances másico y energético en el dominio. Siempre que sea posible es recomendable comparar los resultados con cálculos de modelos analíticos que ayuden a detectar posibles errores de definición o cálculo.

Las simulaciones realizadas en la tesis se corresponden con problemas estándar de CFD, que pueden quedar englobados dentro de las bases de validación de códigos CFD, como ERCOFTAC (European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion Database) [20]. En el caso de recurrir a la introducción de modelos no estándar es necesario recurrir a metodologías que incluyan validaciones con experimentación en geometrías sencillas y condiciones controladas. En las simulaciones realizadas no es necesario incluir este paso.



#### 4.1.2.6 Aplicaciones CFD al cálculo térmico de receptores solares

Como se ha visto en los apartados anteriores, las herramientas CFD tienen un importante potencial en el planteamiento de diseños de receptor solar, no sólo desde el punto de vista del cálculo del rendimiento térmico, sino también desde el punto de vista estructural, aportando datos de cargas térmicas y de viento modelos de cálculo estructural.

Son varios los investigadores que han hecho uso de simulaciones CFD para el cálculo de distintos aspectos relacionados con colectores solares, como pueden ser las cargas de viento sobre CCP para el dimensionado de cimentaciones [21-22]. En cuanto a los aspectos exclusivamente relacionados con la transferencia de calor los modelos CFD se han aplicado a las tres tecnologías tratadas en esta tesis.

En general, se trata de geometrías grandes en las que intervienen los tres mecanismos de transmisión de calor y con asimetrías en su distribución que impiden su simplificación. Por ello, el esfuerzo computacional es importante y se recurre a modelos CFD simplificados, bien porque el interés se centre en una zona particular del receptor o bien porque aproximaciones bidimensionales o condiciones de contorno simplificadas permitan obtener un resultado adecuado para el objetivo. En los siguientes párrafos se analizarán algunos casos planteados para cada una de las tecnologías.

En el caso particular de CCP, varios autores han presentado resultados sobre la transferencia de calor por convección sólo en el exterior del tubo receptor [23-24], llegando en algún caso a conclusiones similares a las obtenidas en esta tesis [23]. Otros autores han centrado sus cálculos en la transmisión de calor interior, enfocándolos a flujos en ebullición [25] o a flujos monofásicos en tubos receptores modificados internamente para la mejora de la transmisión de calor [26-28]. También se han realizado varios trabajos enfocados a la validación de modelos del receptor completo. En muchos de ellos se hace uso del acoplamiento con cálculos de trazado de rayos para radiación [28-29], desacoplando la parte de radiación solar (altas frecuencias) del cálculo CFD. En algún caso incluso se ha completado la herramienta incorporando cálculos estructurales mediante elementos finitos para el diseño de receptores [30]. Pero en ninguno de ellos se ha optado por introducir el resto de los mecanismos de transmisión de calor como son en la realidad, incorporando condiciones de contorno aproximadas, fundamentalmente en el exterior.

En el caso de CLF, el hecho de no disponer de correlaciones específicas para transmisión de calor en cavidades como las utilizadas ha provocado que se extienda el uso de herramientas CFD para el cálculo de pérdidas de calor por convección/conducción en dichas cavidades. Se han intentado validar modelos CFD desarrollados para las dos tipologías de diseño principales: mono-tubo y multi-tubo. Algunos autores plantean aproximaciones modulares a la simulación de cada uno de los elementos que componen la cavidad [31], de tal modo que se aplican herramientas CFD a la cavidad, modelos tridimensionales de conducción de calor en vidrio, tubos y aislante, simplificaciones de la convección en el interior dependiendo de las fases y modelos de radiación entre los distintos elementos. Otros autores han optado por acometer la simulación CFD completa, introduciendo simplificaciones en condiciones de contorno, como temperatura uniforme en el plato absorbedor para un receptor multi-tubo [32].

Es en CTC dónde el desarrollo de nuevos diseños de colector conlleva una mayor necesidad de introducir simulaciones CFD. En contrapartida, en algunos casos introducen geometrías más complejas, como es el caso de los receptores volumétricos, para los que se aplica como simplificación un medio poroso equivalente, previamente caracterizado localmente [19]. En otros casos, son los flujos bifásicos con partículas los que introducen una dificultad añadida, para

los que se comienzan a desarrollar modelos aproximados de cara a evaluar la distribución de partículas en receptores basados en cortinas [33] o los efectos que el viento provoca sobre la pérdida de partículas para dichos receptores [34]. Otros diseños comerciales como el caso de cavidad son abordados mediante el acoplamiento de cálculos CFD para el cálculo de las pérdidas de calor por convección y radiación, con cálculos de trazado de rayos para la estimación de la radiación incidente y para el interior de los tubos o bien se trabaja con correlaciones de transmisión de calor [35] o bien se supone una temperatura en la superficie del receptor [36]. En el caso de esta tesis se utilizarán algunas de las simplificaciones propuestas, o variantes de ellas, ya que el objetivo de estas es la obtención de un coeficiente de transmisión para una región determinada. Esto conlleva una selección adecuada de las condiciones de contorno y definición del problema de manera que represente la realidad de la forma más precisa que sea posible.

## 4.2 Datos de partida para la validación

Para la validación se hace uso de los resultados experimentales obtenidos para el colector LS-2 durante las campañas de medición realizadas en los años 1992 y 1993, y publicadas por Dudley et al. [2].

### 4.2.1 Descripción de la instalación experimental

Los experimentos fueron realizados en la plataforma AZTRAK (AZimuthal TRAcking) situada en las instalaciones de SANDIA en Albuquerque (fig. 4.1).

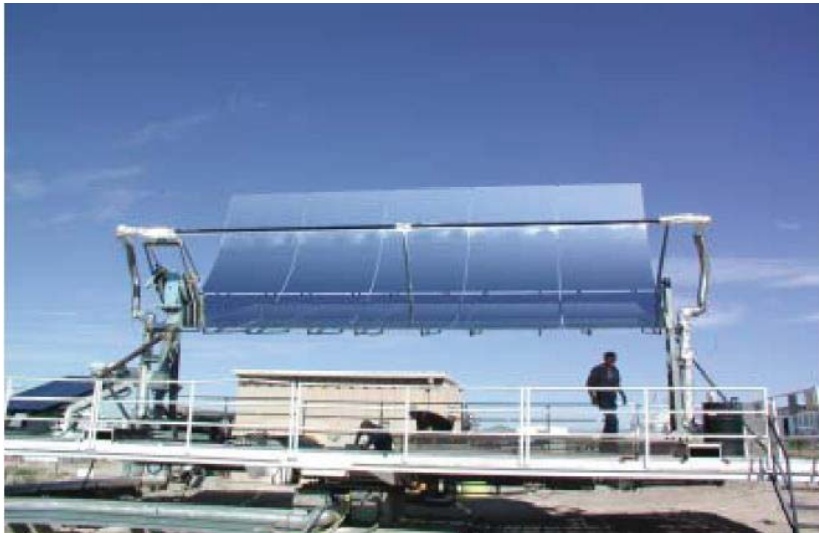


Fig. 4.1. Instalaciones experimentales AZTRAK de los laboratorios SANDIA en Albuquerque

Se trata de una plataforma giratoria diseñada e instalada durante la década de 1980 para permitir la caracterización del rendimiento térmico de concentradores cilindro-parabólicos de forma más precisa y rápida, ya que, al poder orientar el colector en dos ejes, la posición solar se puede seguir de forma continua, adaptando el ángulo de incidencia al requerido en el test. En seguimiento azimutal la resolución es de 0,09 grados con precisión de 0,30 grados, mientras que en el seguimiento en elevación su resolución es de 0,04 grados y su precisión de 0,08 grados.

Permite el ensayo de un único módulo compuesto por dos tubos receptores unidos en su parte central desde la estructura soporte.

Al lado de esta plataforma se encuentra también un sistema capaz de suministrar el fluido de transferencia a temperaturas de hasta 375 °C (según datos declarados por SANDIA en su web), aunque durante los test se llegó a temperaturas ligeramente superiores.

Para cubrir el rango de temperatura desde la ambiental hasta cerca de 375 °C se utilizan dos fluidos diferentes. El agua se utiliza para los ensayos en los que las temperaturas del fluido son cercanas al ambiente. Para las altas temperaturas se utiliza el aceite Syltherm 800 (desde 70 °C hasta 375 °C). En el apéndice 1 de este capítulo se recogen las tablas y expresiones utilizadas para modelar las propiedades termo-físicas de dicho fluido.

Dicho sistema tiene capacidad de mantener el suministro del fluido de transferencia con una estabilidad térmica de 0,2 °C a temperaturas de hasta 375 °C con un caudal de 550,2 l/min y para una ventana de ensayo de 15 a 20 minutos.

Antes de cada ensayo se mide la reflectividad promedio y se chequea el alineamiento del concentrador y receptor.

Con estas características quedan garantizados unos rangos de trabajo y niveles de precisión adecuados para el uso de dichos resultados experimentales.

## 4.2.2 Descripción de los ensayos realizados

El módulo evaluado durante los test se corresponde con el colector LS2. En la fig.4.2 se muestra el detalle de dicho colector.

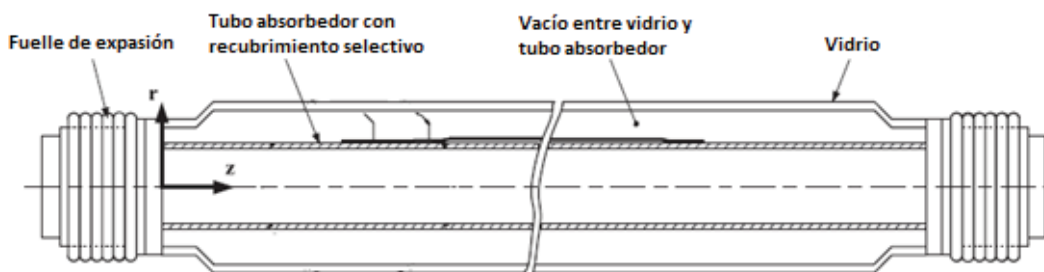


Fig. 4.2.Elemento Colector de Calor (HCE) LS2, 1994

Debido a las dificultades encontradas para conseguir bombear flujos en rangos de número de Reynolds ( $Re$ ) equivalentes a los de una instalación real se introdujo un conducto interior al propio absorbedor, de tal modo que el área de paso del flujo se reduce a una sección anular, aumentando la velocidad de paso.

Las principales características del colector y las condiciones de trabajo quedan descritas en la tabla 4.1:

<b>Longitud del receptor (<math>L</math>)</b>	7,8 m
<b>Apertura del concentrador (<math>a</math>)</b>	5 m
<b>Distancia al foco (<math>f</math>)</b>	1,84 m
<b>Diámetro interior del receptor (<math>D_{ri}</math>)</b>	0,066 m
<b>Diámetro exterior del receptor (<math>D_{ro}</math>)</b>	0,070 m
<b>Material del tubo absorbedor</b>	Acero inoxidable H321
<b>Diámetro interior del vidrio (<math>D_{gi}</math>)</b>	0,109 m
<b>Diámetro exterior del vidrio (<math>D_{go}</math>)</b>	0,115 m
<b>Fluido de transferencia (HTF)</b>	Shyltherm 800
<b>Factor geométrico de concentración</b>	71
<b>Eficiencia óptica pico</b>	
<b>CERMET/ Tubo en vacío</b>	73,1%
<b>CERMET/ Tubo sin vacío</b>	73,3%
<b>CERMET/ Tubo desnudo</b>	74,1%
<b>Black Chrome/ Tubo en vacío</b>	73,3%
<b>Black Chrome/ Tubo sin vacío</b>	73,1%
<b>Presión atmosférica (Albuquerque)</b>	86kPa

Tabla 4.1. Datos experimentales [1]

Tal y como aparece en la tabla, en los ensayos se utilizan dos recubrimientos selectivos distintos para la superficie externa del colector: CERMET y Black Chrome. En base a ello y el modo de operación se plantearon 5 grupos distintos de ensayos:

1. Casos con recubrimiento selectivo CERMET y vacío en el espacio anular.
2. Casos con recubrimiento selectivo CERMET y con presión en espacio anular.
3. Casos con recubrimiento selectivo Black-Chrome y vacío en espacio anular.
4. Casos con recubrimiento selectivo Black-Chrome y con presión en espacio anular.
5. Casos con recubrimiento selectivo CERMET y tubo desnudo.

### 4.2.3 Discusión del problema. Otros estudios realizados en base a estos experimentos

La transmisión de calor en un receptor CCP es un problema complejo en el que se acoplan varios fenómenos. Si bien el flujo de radiación sobre el receptor no es uniforme, existen otra serie de fenómenos que compensan este efecto:

- La convección dentro del receptor y la conducción en el metal tienden a reducir los gradientes de temperatura. También la radiación en la región anular tiene una tendencia similar debido a las reflexiones múltiples de los rayos de onda larga (infrarrojo) entre el interior del vidrio y la superficie externa del tubo.
- La región del tubo receptor sometida a un mayor flujo de radiación está enfrentada al espejo concentrador, que se encuentra normalmente a temperaturas superiores a las del cielo, por lo que las pérdidas por radiación son menores.
- Además, dicha región del tubo receptor, con mayor concentración se encuentra en general aguas abajo de la corriente de aire que refrigera el vidrio exterior, por tanto, expuesta a coeficientes de transmisión por convección más reducidos.
- Por último, el vidrio en esta región absorbe una cantidad importante de radiación procedente del sol, lo cual supone un incremento en la resistencia térmica.

Estos fenómenos no han sido considerados bajo un mismo modelo por ningún autor. Sin embargo, han sido varios los autores que han hecho esfuerzos por caracterizar algunos de ellos. Además, la gran mayoría de ellos han hecho uso de estos resultados experimentales debido a que se trata de una amplia batería de datos experimentales descritos en detalle. En las siguientes líneas se exponen la orientación y conclusiones fundamentales de estos estudios, que ayudarán en el enfoque de esta validación.

Los resultados obtenidos por Forristall [1] se encontraban dentro del propio error experimental, salvo para los casos en los que el tubo estaba desnudo (situación de rotura del vidrio exterior).

En el desarrollo del modelo unidimensional para caracterizar estos ensayos, Forristall hizo uso de suposiciones que engloban a las utilizadas en el desarrollo del Modelo de 4º Grado (ec. 3.39), presentado en el capítulo anterior, que son las siguientes:

- El comportamiento de los parámetros característicos dependientes de la temperatura del fluido y/o flujo de radiación absorbido ( $U_{rec}$ ,  $\epsilon_{ext}$ ,  $h_{ext}$  y  $c_p$ ) fueron considerados como constantes en el nodo de cálculo. Adicionalmente realizó un análisis de sensibilidad a la longitud del nodo, obteniendo que el error cometido era reducido para longitudes inferiores a 100 m.
- Se supuso flujo de radiación absorbido uniforme sobre el tubo receptor.
- Se consideró despreciable la pérdida de carga sobre el término energético. El efecto del cambio en velocidades sobre dicho término también fue supuesto despreciable ya que se trata de un colector de longitud reducida.
- Se supuso flujo uniforme en el interior del tubo receptor.
- Se consideró despreciable la transmisión de calor en dirección longitudinal.

Adicionalmente, propuso varios análisis de sensibilidad modificando alguno de estos parámetros individualmente, pero las conclusiones obtenidas en dichos análisis deben tomarse con precaución debido a que al no considerar todos ellos, no se está teniendo en cuenta el acoplamiento existente.

También propuso un modelo para las pérdidas de calor a través de los soportes del colector que será utilizado para esta validación.

Los resultados obtenidos por los modelos desarrollados por otros autores [3-5], si bien se diferencian en parte a los anteriores, no presentan diferencias relevantes que apunten a la necesidad de introducir algunos de las mejoras incorporadas por ellos. En ningún caso, se incluyen todos los fenómenos que tienen lugar en la transmisión de calor hacia el exterior por lo que algunas de las diferencias obtenidas podrían apantallarse o acentuarse al introducir otros efectos.

Salvo en los casos de Forristall [1] y Vasquez et al. [4], ninguno de los demás autores validó sus modelos frente a los casos con tubo desnudo. Estos dos autores propusieron subestimar las pérdidas por convección en un determinado factor. Mientras Forristall propuso subestimar sus resultados en un 50%, Vasquez hizo un ajuste posterior estableciendo un valor de 58,2%. Puesto que los resultados obtenidos presentan discrepancias importantes con respecto a las mediciones en los ensayos, se considera como hipótesis inicial que no se está capturando de manera adecuada la convección exterior alrededor del tubo de vidrio. De ahí que en esta tesis se plantea buscar una correlación adecuada para dicho fenómeno como punto inicial de la validación. Esto se realizará mediante el análisis de la convección exterior con herramientas CFD. Una vez capturados los resultados para tubo desnudo de manera adecuada se puede evaluar la

necesidad de contemplar unos u otros fenómenos en el resto de los elementos y su nivel de detalle.

Por tanto, el modelo unidimensional desarrollado se apoya en un modelo similar al de Forristall [1], haciendo uso de herramientas CFD para poder correlacionar la convección de calor en el exterior de manera más adecuada y poder capturar los resultados en los casos de tubo desnudo.

Además del mecanismo de convección exterior, dominante en el caso de tubo desnudo, existen otros mecanismos para los que los modelos existentes podrían no dar un resultado adecuado. El uso de correlaciones genéricas se restringe a entornos concretos, geometrías o procesos similares a los que se usaron para obtener la correlación. Por ello, es necesario su análisis mediante CFD, para poder obtener una correlación específica:

- El conducto ensayado tiene una sección anular en su interior, por lo que el uso de un diámetro hidráulico equivalente en las correlaciones habituales podría presentar diferencias con respecto al resultado real que introdujesen error en el cálculo.
- Las correlaciones utilizadas para la transmisión de calor en el conducto anular formado entre el vidrio y el colector parten de una hipótesis en su desarrollo que no se corresponde con la situación de pérdida de vacío en su interior.

El uso de herramientas CFD no busca desarrollar correlaciones generales para este tipo de fenómenos y geometrías, sino más bien trata de buscar expresiones que den un resultado preciso en el entorno de trabajo. El fin último de esta fase del trabajo es evaluar la capacidad de los modelos unidimensionales para reproducir resultados adecuados para un caso real.

### 4.3 Metodología de validación

La red térmica del sistema que se pretende modelar quedaría tal y como se muestra en Fig. 4.3.

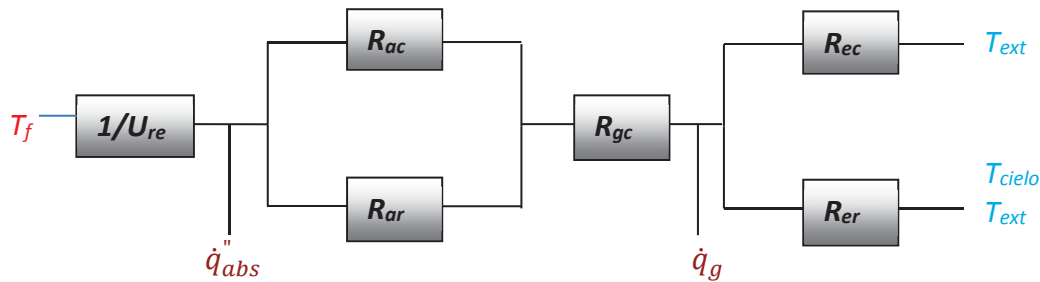


Fig. 4.3. Esquema resistencias térmicas expuesto por Dudley [2]

Tal y como se comentó en el apartado anterior, en un primer paso, se busca caracterizar las diferentes resistencias térmicas mediante el uso de herramientas CFD. Para poder validar que las correlaciones obtenidas dan un resultado adecuado al introducirlos en modelos de cálculo unidimensionales es necesario generar un modelo de este tipo (Modelo 1D, de aquí en adelante). El modelo generado está basado en el balance de potencias para un elemento de longitud del tubo infinitesimal, en el que se evalúa la transmisión de calor hacia el exterior y el interior en condiciones estacionarias. La diferencia con respecto al modelo propuesto por Forristall [1] es la incorporación de las correlaciones obtenidas mediante CFD.

La validación de las correlaciones se centrará fundamentalmente en conseguir dar explicación al porqué de la sobrestimación obtenida por otros autores para tubo desnudo.

Una vez desarrolladas y validadas dichas correlaciones se pasará a incorporarlas a los modelos desarrollados (ec. 3.39, ec. 3.65 y ec. 3.71). Debido a que fueron desarrollados partiendo de un tubo desnudo, es necesario adaptar estas resistencias térmicas a una global.

El coeficiente global de transmisión de calor exterior se puede expresar según la ec. 4.9.

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{1}{U_{ac}+U_{ar}} + \frac{D_{ro} \cdot \ln\left(\frac{D_{go}}{D_{gi}}\right)}{2 \cdot k_g} + \frac{D_{ro}}{(U_{ec}+U_{er}) \cdot D_{go}}} \quad \text{Ec. 4.9}$$

Donde  $U_{ac}$  y  $U_{ar}$  se corresponden con los coeficientes de transmisión de calor por convección y radiación en la región anular mientras que  $U_{ec}$  y  $U_{er}$  se corresponden con los coeficientes de transmisión de calor en el exterior.  $D_{ro}$  es el diámetro exterior del colector,  $D_{go}$  es el correspondiente diámetro exterior del vidrio and  $D_{gi}$  es el diámetro interior del vidrio.

Por otro lado, de forma general también se puede expresar según la ec. 4.10:

$$U_{ext} = h_{ext} + \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^2 + T_{ext}^2) \cdot (T_{ro} + T_{ext}) \quad \text{Ec. 4.10}$$

Si se ejecuta el Modelo 1D para distintas temperaturas en pared del colector ( $T_{ro}$ ) y distintas velocidades de viento exterior (considerando flujo de radiación nulo), se puede obtener el flujo de calor de pérdidas en función de ambos parámetros y de ahí despejar  $U_{ext}$  según la ec. 4.11.

$$\dot{q}_{perd}'' = U_{ext} \cdot (T_{ro} - T_{ext}) \quad \text{Ec. 4.11}$$

Los coeficientes de transmisión de calor exterior ( $h_{ext}$  y  $\varepsilon_{ext}$ ) se obtendrán aplicando la ec. 4.10, para varias temperaturas y calculando las expresiones (función de la temperatura del receptor y velocidad del aire), que mejor aproximan los datos de partida.

Una vez obtenidas dichas correlaciones se pueden aplicar los modelos desarrollados a los escenarios experimentales, de cara a validarlos.

En la fig. 4.4 se muestra un resumen de los pasos seguidos para la validación de los modelos.

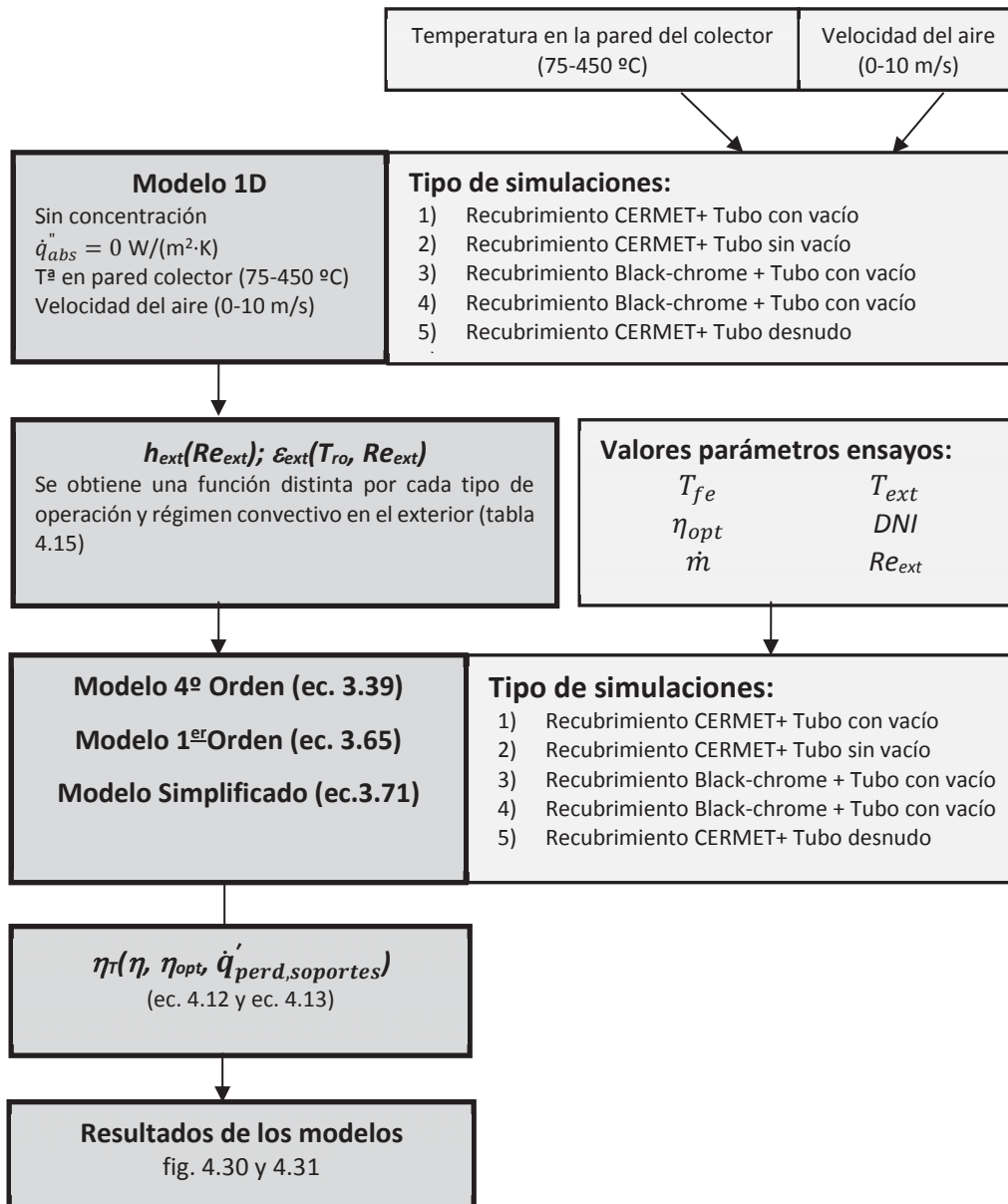


Fig. 4.4. Resumen de la metodología utilizada para validar los modelos desarrollados en el capítulo 3

Los modelos desarrollados no incorporan las pérdidas de calor a través de los soportes del módulo, pero al tratarse de un término con reducida influencia, se puede considerar como una resistencia térmica en paralelo con el resto de las resistencias. Para su evaluación se utiliza el modelo propuesto por Forristall [1] (ec. 4.12).

$$\dot{q}'_{perd,soportes} = n \cdot \frac{\sqrt{P_b \cdot k_b \cdot A_{cs,b} \cdot \bar{h}_b} \cdot (T_{base} - T_{ext})}{L} \quad \text{Ec. 4.12}$$



Donde:

$P_b$  es el perímetro de la sección del soporte, compuesto por dos brazos cuadrados (0,2032 m).

$A_{cs, b}$  es la sección transversal de la conexión de los brazos con el tubo absorbedor ( $1.613E-4 \text{ m}^2$ ).

$K_b$  es la conducción del acero al carbono utilizado (constante con la temperatura e igual a  $48,0 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ).

$\overline{h}_b$  es el coeficiente de transmisión de calor por convección medio hacia el exterior. Para dicho coeficiente se usa la ec. 4.44 ( $\text{W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ).

$T_{base}$  es la temperatura de la zona de conexión entre los brazos y el tubo absorbedor (K).

$L$  es la longitud del colector (m).

$n$  es el número de soportes por cada colector (-).

De igual modo, para calcular el rendimiento total del colector, es necesario incorporar el rendimiento óptico del receptor (ec. 4.13).

$$\eta_T = \eta_{opt} \cdot \left( \eta - \frac{\dot{q}'_{perd,soportes}}{\dot{q}'_{abs}} \right) \quad \text{Ec. 4.13}$$

El modelo unidimensional desarrollado, además, se podrá extrapolar con garantías a puntos de operación fuera del rango correspondiente al de los experimentos, siempre y cuando las correlaciones desarrolladas también lo sean.

A lo largo del capítulo 5 se pretende aplicar esta metodología de trabajo a otros diseños de CCP y otras tecnologías, de modo que se pueda generalizar su aplicación.

## 4.4 Desarrollo de correlaciones para los coeficientes de transmisión de calor

La obtención de un modelo que dé resultados adecuados pasa por el uso de correlaciones adecuadas para los diferentes coeficientes de transmisión. Por ello, se hace una revisión de los coeficientes de transmisión de calor por convección mediante simulaciones CFD. La herramienta utilizada para ello ha sido ANSYS-CFX-13.0.

El resto de los mecanismos de transmisión también se analizan con el objetivo de seleccionar la correlación más adecuada para introducir en los modelos.

### 4.4.1 Convección en el interior del tubo

Para la transmisión de calor en el interior del colector, se comparan los resultados obtenidos mediante las simulaciones CFD con los obtenidos por varias correlaciones utilizadas por otros autores:

1. Correlación de Dittus-Boelter (utilizado por Dudley [2]), según ec. 4.14:

$$Nu_{DB} = 0,023 \cdot Re_{D_{ri}}^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4} \quad \text{Ec. 4.14}$$

Donde  $Re_D$  es el número de Reynolds en función del diámetro hidráulico que en este caso es igual  $D_{ro}-D_{gi}$  [37].

2. Correlación de Gnielinski (utilizado por Forristall [1] y verificado en [38]) según ec. 4.15:

$$Nu_G = \frac{\left(\frac{C_f}{2}\right) \cdot (Re_{D_{ri}} - 1000) \cdot Pr_f}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{C_f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr_f^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ri}}\right)^{0,11} \quad \text{Ec. 4.15}$$

Donde  $C_f$  es el coeficiente de fricción en pared, que para tubería lisa se obtiene mediante la ec.4.16.

$$C_f = (1,58 \cdot \ln(Re_{D_{ri}}) - 3,28)^{-2} \quad \text{Ec. 4.16}$$

3. Correlación de Petukhov (utilizado por Vasquez [6] y verificado en [39]), según ec. 4.17:

$$Nu_P = (1 - 0,14 \cdot r^{*0,6}) \frac{\left(\frac{C_f}{2}\right) \cdot (Re_{D_{ri}} - 1.000) \cdot Pr_f}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{C_f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr_f^{2/3} - 1)} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ri}}\right)^{0,11} \quad \text{Ec. 4.17}$$

Donde el coeficiente de fricción ( $C_f$ ) se calcula utilizando la ec. 4.16 en función del diámetro equivalente laminar ( $D_l$ ), según la ec. 4.18, tal y como se recomienda en [4].

$$\frac{D_l}{D_h} = \frac{1+r^{*2}+(1-r^{*2})/\ln(r^*)}{(1-r^*)^2} \quad \text{Ec. 4.18}$$

Donde:

$r^* = \frac{D_{ane}}{D_{ani}}$  es la ratio de diámetros entre el exterior y el interior del anillo.

Se simula el conducto en su longitud total alejando las condiciones de entrada y salida, de modo que se eliminan efectos debidos a longitud de desarrollo. En la fig. 4.5 se incluye un detalle de la malla utilizada.

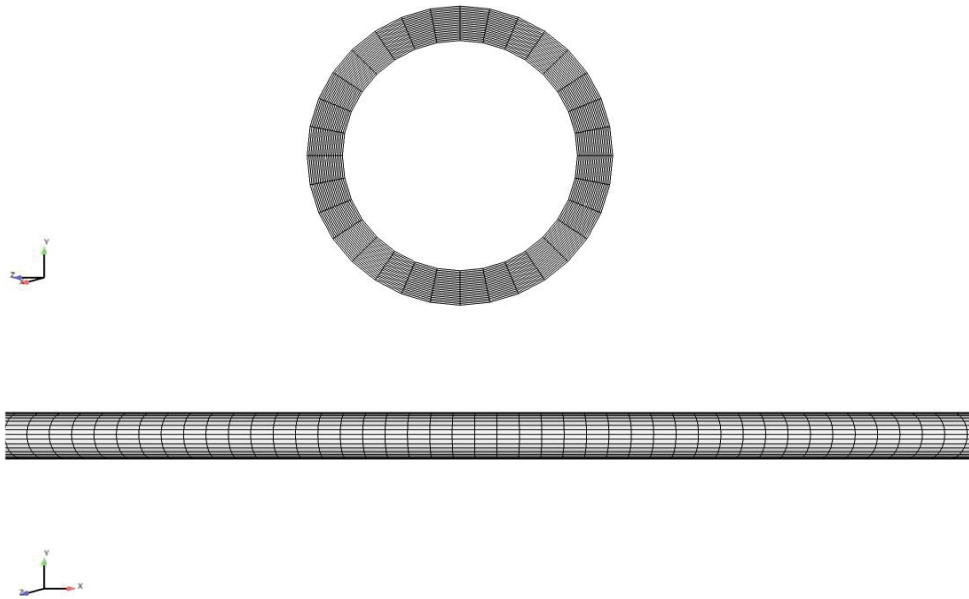


Fig. 4.5. Geometría simulada para correlacionar el coeficiente de transmisión de calor hacia el interior del colector

Se supone un flujo de calor uniforme en pared. Por tanto, el resultado obtenido será una distribución de temperaturas en pared interior del receptor ( $T_{ri}$ ), utilizada para calcular el coeficiente de transmisión interior mediante la ec. 4.19.

$$h_{int} = \frac{\dot{q}_u''}{T_{ri} - T_f} \quad y \quad Nu_{int} = \frac{h_{int} \cdot D_{ri}}{k_f} \quad \text{Ec. 4.19}$$

En la pared interior del anillo se suponen condiciones adiabáticas, ya que, aunque no se dan detalles de esa región, se supone bien aislado o con un gas en equilibrio con efectos reducidos sobre la transmisión de calor a lo largo de su longitud.

Se han realizado 15 simulaciones en el rango de Reynolds desde 10.000 a 70.000. En la tabla 4.2 se muestran los resultados para el número de Nusselt (Nu), para cada uno de los modelos.

Re	Pr	Nu			%CFD DB	%CFD Gnielinsky	%CFD Petukhov	
		Nu DB	Nu Gnielinski	Nu Petukhov				
10.000	15	107,69	105,13	99,23	143,71	33,45	36,69	44,83
15.000	15	148,95	153,02	143,94	198,77	33,45	29,90	38,09
20.000	15	187,49	198,47	186,29	250,21	33,45	26,07	34,31
25.000	15	224,14	242,28	227,06	299,11	33,45	23,46	31,74
30.000	15	259,34	284,87	266,64	346,08	33,45	21,49	29,79
35.000	15	293,37	326,49	305,29	391,51	33,45	19,91	28,24
40.000	15	326,45	367,32	343,19	435,64	33,45	18,60	26,94
45.000	15	358,70	407,48	380,43	478,69	33,45	17,48	25,83
50.000	15	390,25	447,06	417,13	520,79	33,45	16,49	24,85
55.000	15	421,17	486,13	453,34	562,05	33,45	15,62	23,98
60.000	15	451,53	524,76	489,12	602,57	33,45	14,83	23,19
65.000	15	481,39	562,98	524,51	642,41	33,45	14,11	22,48
70.000	15	510,79	600,83	559,55	681,65	33,45	13,45	21,82

Tabla 4.2. Comparativa de los distintos modelos para el coeficiente de transmisión de calor interior

En la fig. 4.6 se representan gráficamente los resultados obtenidos en función de Nu para el modelo CFD y el resto de las correlaciones. Los coeficientes de transmisión de calor para los cálculos CFD son mayores que los predichos por los modelos analíticos.

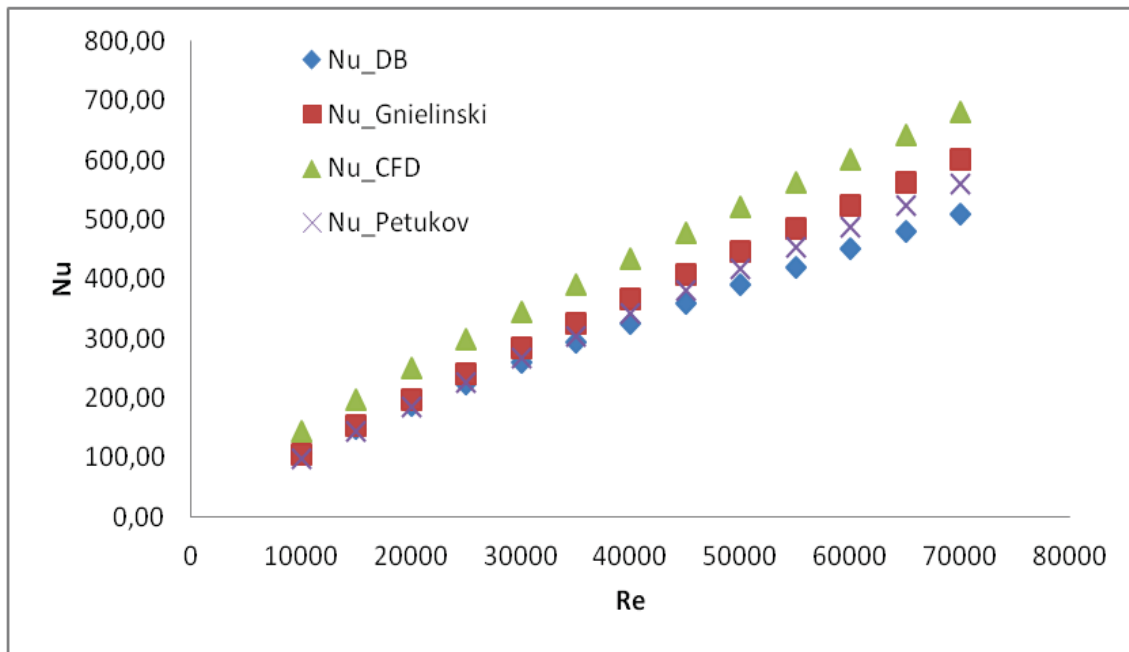


Fig. 4.6. Comparativa modelos de transmisión de calor en conducto anular interior. Lado fluido de transferencia

La correlación de Gnielinsky es la que más se acerca a la obtenida en los cálculos y el exponente en función del número de Reynolds es el mismo que el de la de la correlación de Dittus-Boelter.

En la fig. 4.7 se representa el campo de temperaturas. Se puede observar como se mantiene un cierto gradiente de temperaturas con respecto a la zona interior.

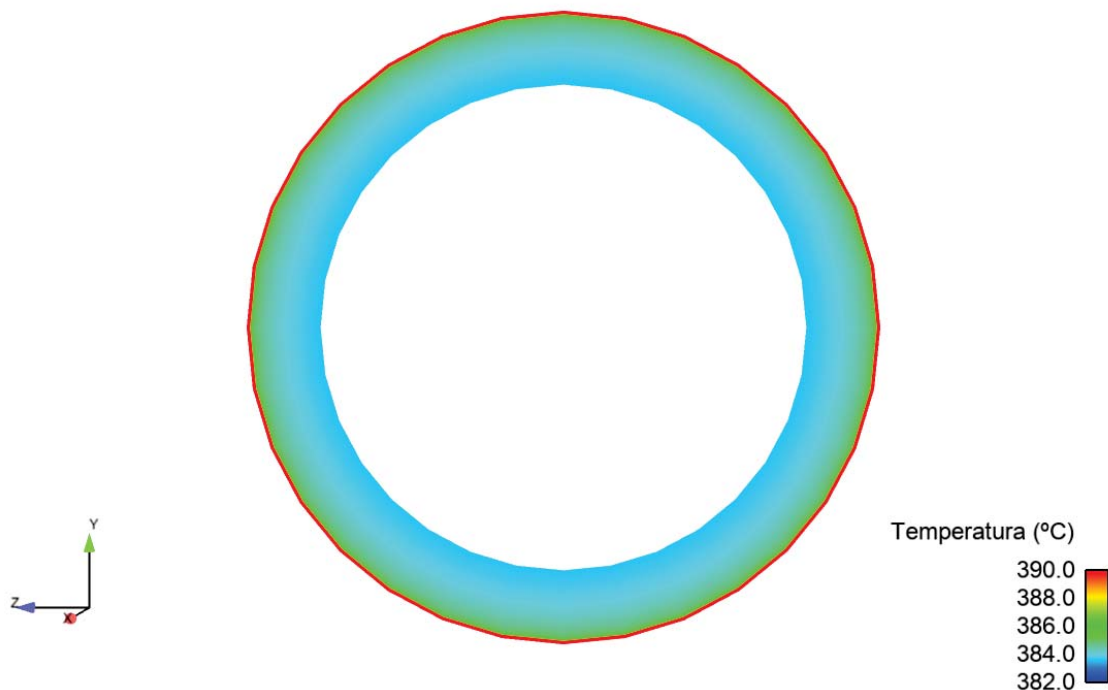


Fig. 4.7. Campo de temperaturas en el interior del conducto anular en una de las simulaciones

En la fig. 4.8 se observa el campo de velocidades y la evolución de la temperatura en pared a lo largo de su longitud para un mismo caso.

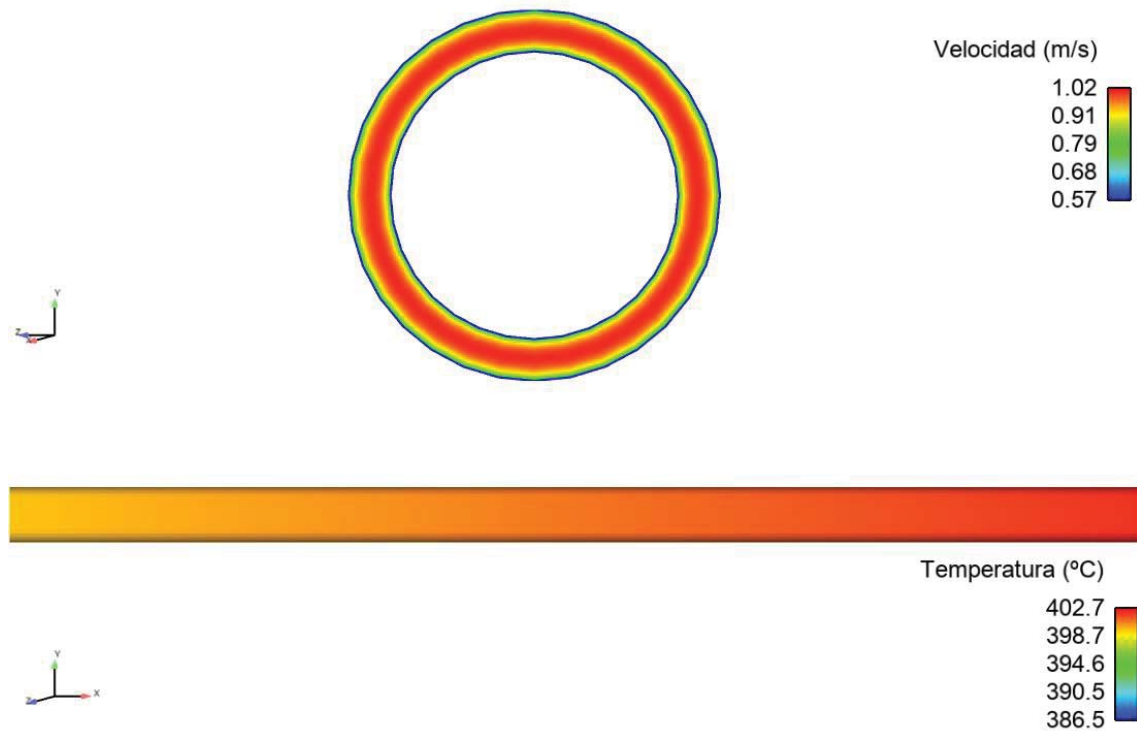


Fig. 4.8. Campo de temperaturas en el interior del conducto anular en una de las simulaciones

Aunque es una hipótesis de uniformidad del flujo de radiación es utilizada habitualmente por la mayor parte de los autores, también se ha testeado la influencia mediante simulaciones CFD, en el rango de validación, verificando que dicha influencia es despreciable, en este rango de operación.

La correlación queda expresada según la ec. 4.20.

$$Nu_{CFD} = Nu_{D_{ri}} = 0,0371 \cdot Re_{D_{ri}}^{0,8} \cdot Pr_f^{0,33} \quad \text{Ec. 4.20}$$

Por último, la transferencia de calor debida al espesor del tubo vendrá dada por la ec. 4.21:

$$\dot{q}'_{rc} = 2 \cdot \pi \cdot k_{rec} \cdot (T_{ro} - T_{ri}) / \ln(D_{ri}/D_{ro}) \quad \text{Ec. 4.21}$$

Dónde se considera la conductividad variable con la temperatura para el acero utilizado, que en el caso del colector LS-2 es 321H (ec. 4.22):

$$k_{rec} = (0,0153) \cdot (T_{rec} - 273,15) + 14,77 \quad \text{Ec. 4.22}$$

Donde  $k_{rec}$  (W/(m·K)) es la conductividad del tubo del receptor y  $T_{rec}$  es su correspondiente temperatura (K).

### 4.4.2 Transmisión de calor en el espacio anular entre el tubo de acero y el vidrio

En el caso de tubo de vacío el mecanismo de transmisión de calor dominante es el debido al intercambio de calor por radiación entre el vidrio y el acero. Sin embargo, a medida que el espacio anular pierde su condición de vacío, la convección de calor comienza a jugar un papel importante. Bajo estas condiciones de pérdida de vacío se analizará mediante CFD el coeficiente de transmisión de calor.

Adicionalmente se revisa el modelo de transmisión de calor por radiación y las incertidumbres derivadas de la emisividad del recubrimiento selectivo.

#### 4.4.2.1 Convección en región anular

El calor transmitido por convección hacia el vidrio vendrá dado por la ec. 4.23.

$$\dot{q}'_{ac} = \pi \cdot D_{ro} \cdot h_{ac} \cdot (T_{ro} - T_{gi}) \tag{Ec. 4.23}$$

La convección dependerá de la presión interior, dando lugar a diferentes rangos de trabajo y modelos a aplicar en función de dicho rango.

La transmisión de calor en los gases a varias presiones se produce en cuatro regímenes distintos. Estos regímenes se determinan por el número de Knudsen ( $Kn$ ), que es la relación de recorrido libre medio molecular,  $\lambda$  (m) y la dimensión característica del sistema  $L_c$ (m), tal y como se muestra en la ec. 4.24.

$$Kn = \frac{\lambda}{L_c} \tag{Ec. 4.24}$$

A presiones muy bajas ( $Kn > 10$ ) las colisiones entre moléculas son relativamente raras, lo que se conoce como el régimen de molécula libre (fig. 4.8 (d)). A presiones del entorno del 10% de la atmosférica (dependiendo del caso) y superiores ( $Kn < 0,01$ ) el gas puede ser asumido como un continuo (fig. 4.8 (a)). Entre estos dos extremos se encuentra una región de transición (fig. 4.8 (c)) ( $0,1 < Kn < 10$ ), dónde la conductividad efectiva comienza a aumentar con respecto a (d) debido a la disminución del camino libre medio de las moléculas y la región de flujo de deslizamiento (fig. 4.8 (b);  $0,01 < Kn < 0,1$ ), dónde la transmisión de calor sólo depende de la temperatura y no de la presión. Los rangos de números Knudsen son aproximados ya que dependen de la geometría y de los coeficientes de acomodación. En la tabla 4.3 [1] se pueden ver representados los distintos regímenes y los modelos que caracterizan el comportamiento fluido en dichos regímenes.

	$Kn = 10$	$Kn = 0,1$	$Kn = 0,01$	$Kn \rightarrow 0$
	Régimen de moléculas libres	Régimen de transición	Régimen de deslizamiento	Régimen continuo
Modelos de simulación	Ecuación de Boltzman sin colisiones	Ecuación de Boltzman	Navier-Stokes+ condiciones de contorno de deslizamiento	Navier-Stokes / Euler

Tabla 4.3.Regímenes de comportamiento fluido en función del número de Knudsen

En la fig. 4.9 se puede observar la evolución de las pérdidas de calor al exterior en función de la presión en el espacio anular, para un colector CCP

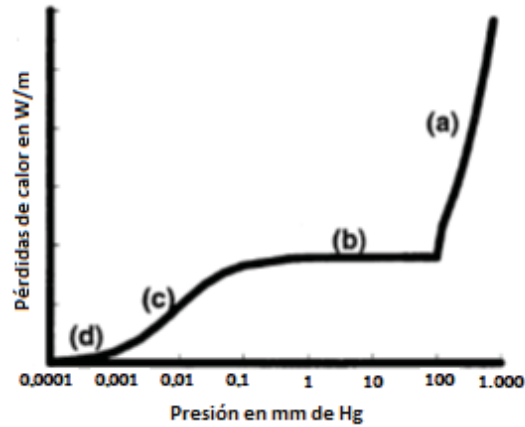


Fig. 4.9. Pérdidas de calor por unidad de longitud para un CCP en función de la presión anular [1]

Para el caso de vacío, la presión asociada con este régimen es de aproximadamente 0,0001 Torr (0,013 Pa). Por tanto, en este régimen no es posible la aplicación de cálculos CFD para evaluar la transmisión de calor, puesto que las ecuaciones de Navier-Stokes no son válidas, tal y como se muestra en la tabla 4.3.

En su lugar se hace uso de la correlación de Ratzel et al (ec. 4.25-27) [1]:

$$h_{ac} = \frac{k_{std}}{(D_{ro}/2 \cdot \ln(D_{gi}/D_{ro}) + b \cdot \lambda \cdot (D_{ro}/D_{gi} + 1))} \quad \text{Ec. 4.25}$$

$$b = \frac{(2-a) \cdot (9 \cdot \gamma - 5)}{2 \cdot a \cdot (\gamma + 1)} \quad \text{Ec. 4.26}$$

$$\lambda = \frac{2.331 \cdot 10^{-20} \cdot (T_{an})}{(P_{an} \cdot \delta^2)} \quad \text{Ec. 4.27}$$

Donde:

$k_{std}$  (W/(m·K)) es la conductividad efectiva en la región anular en condiciones estándar.

$P_{an}$  (mm Hg) es la presión anular.

$T_{an}$  (K) es la temperatura en la región anular.

$\gamma$  es el exponente adiabático del gas anular.

$a$  es el factor de acomodación. Se puede tomar 1 como valor [2].

$\delta$  (cm) es el diámetro de la molécula de gas, que para el caso de moléculas de aire es  $3,53e-8$  cm.

En el caso de pérdida de vacío, la transmisión de calor vendrá dada por las corrientes de convección establecidas entre las dos superficies a distinta temperatura y la conductividad del gas en aquellas zonas donde se produzca una estratificación que elimine dichas corrientes de convección.

Este problema de transmisión de calor ha sido estudiado por varios autores para el caso de temperatura uniforme en ambas superficies. La correlación propuesta por Raithby y Hollands (ec.4.28-31) [40], es una de las correlaciones usadas por varios autores en el desarrollo de sus modelos [2-3, 5].

$$\dot{q}'_{ac} (W/m) = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{eff} \cdot (T_{ro} - T_{gi})}{\ln(D_{gi}/D_{ro})} \quad \text{Ec. 4.28}$$

$$\frac{k_{eff}}{k_{an}} = 0,386 \cdot (\text{Pr}_{an}/(0,861 + \text{Pr}_{an}))^{1/4} \cdot (\text{Ra}_{L_{an}}^*)^{1/4} \quad \text{Ec. 4.29}$$

$$\text{Ra}_{L_{an}}^* = \frac{[\ln(D_{gi}/D_{ro})]^4}{L_{an}^3 \cdot ((D_{gi})^{-3/5} + (D_{ro})^{-3/5})^{5/4}} \cdot \text{Ra}_{L_{an}} \quad \text{Ec. 4.30}$$

$$\text{Ra}_{L_{an}} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{ro} - T_{gi}) \cdot L_{an}^3}{\alpha \cdot \nu} \quad \text{Ec. 4.31}$$

Donde:

$L_c$  (m) es la longitud característica del problema que en este caso es  $(D_{gi} - D_{ro})/2$ .

$K_{eff}$  (W/(m·K)) es la conductividad efectiva del gas anular.

$A$  (m<sup>2</sup>/s) es la difusividad térmica.

$B$  (1/K) es el coeficiente de expansión térmica.

$\nu$  (m<sup>2</sup>/s) es la viscosidad cinemática.

Todas las propiedades se evalúan a la temperatura media entre el gas de la región anular y la pared exterior del receptor.

Debido a la existencia de gradientes térmicos en el espacio anular por los efectos de la concentración solar añadidos a los fenómenos de flotabilidad, se estima que el comportamiento puede ser algo distinto al obtenido para el problema que considera temperaturas uniformes en ambas superficies.

En este caso al tratarse de un régimen continuo ( $Kn < 0,01$ ), se pueden aplicar las ecuaciones de Navier Stokes para obtener el coeficiente global de transmisión de calor.

Se realizan una serie de simulaciones a distintas temperaturas en ambas superficies del conducto anular, de modo que se puedan comparar los resultados obtenidos con los correspondientes al modelo de Raithby y Hollands [40]. Del mismo modo se compararon estos resultados con simulaciones en las que se consideró un flujo de calor en superficie, en vez de temperatura uniforme. Son 4 los tipos de simulaciones realizadas:

- Temperatura superficial uniforme en cada una de las superficies.
- Irradiación uniforme sobre la superficie del colector.
- Irradiación según concentración del espejo, estando la apertura del espejo inclinada un ángulo de 11,6° sobre la horizontal.
- Irradiación según concentración del espejo, estando la apertura del espejo inclinada un ángulo de 35° sobre la horizontal.

Se modifica el ángulo de inclinación del receptor, ya que pudo variar en el transcurso de los experimentos. El ángulo exacto para cada condición ensayada no se conoce exactamente, ya que se da el día pero no la hora exacta de dicho ensayo.

Para los casos de flujo de calor, las condiciones de contorno se van adaptando, dentro del rango habitual de funcionamiento, con el objetivo de conseguir un rango amplio de temperaturas en ambas superficies. Dichas condiciones se corresponden con las de operación del receptor LS-2 con aceite.



Midiendo la temperatura media en cada una de las superficies, se podrá estimar el coeficiente de transmisión de calor.

En los casos de flujo de radiación según una distribución real se utiliza una huella tipo con ángulo de incidencia nulo, adaptando la radiación total al colector LS-2 (fig. 4.10) y considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ .

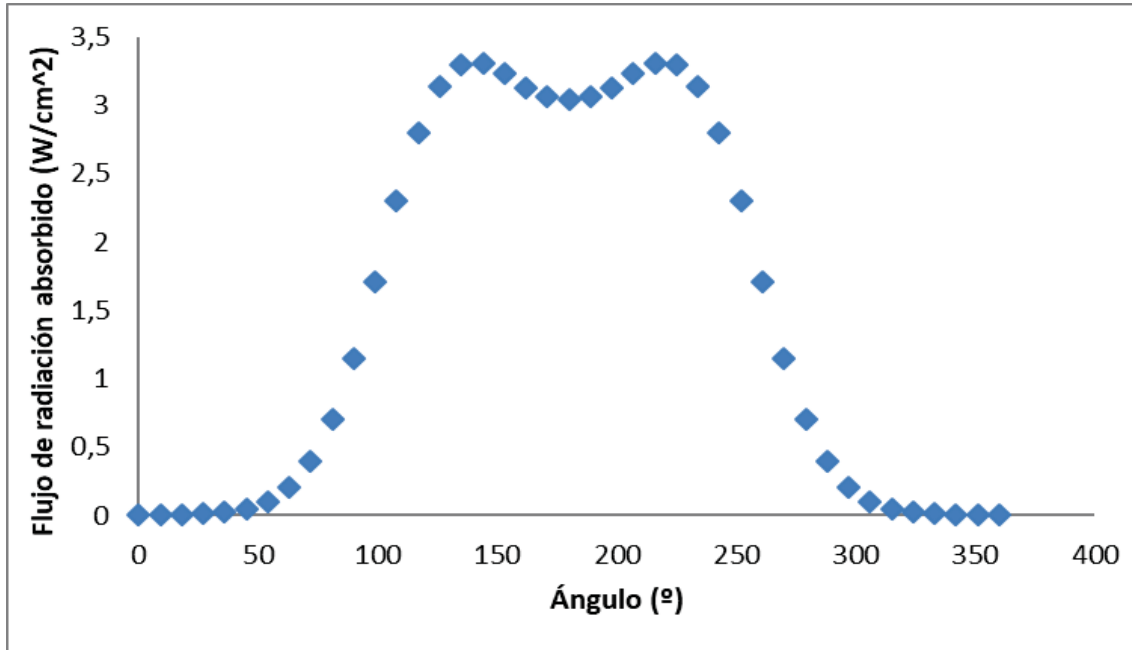


Fig. 4.10. Pérdidas de calor por unidad de longitud para un CCP en función de la presión anular [1]

En la fig. 4.11 se representa un detalle de la malla realizada.

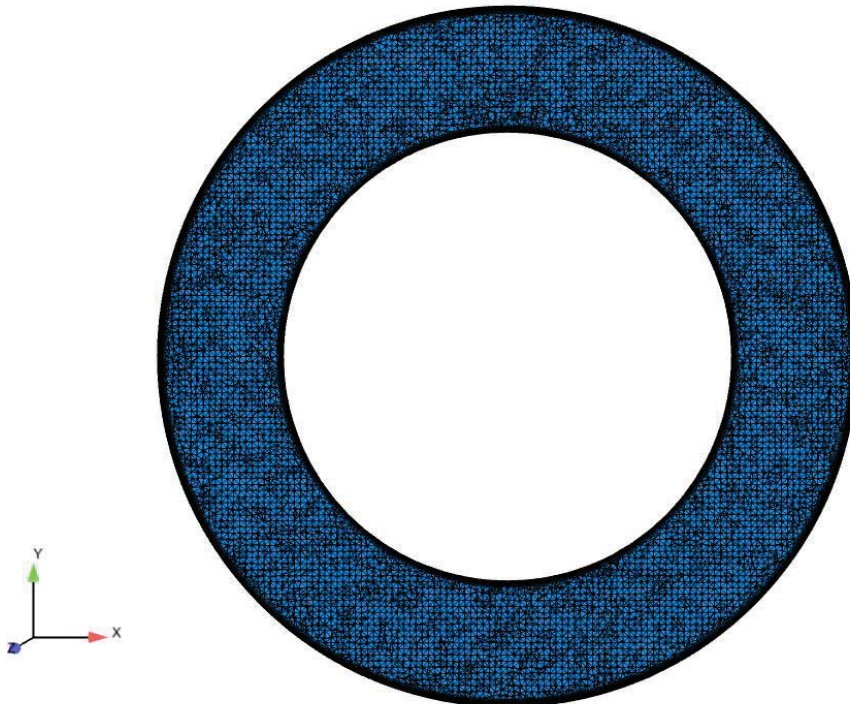


Fig. 4.11. Detalle de la malla realizada para el cálculo del coeficiente convectivo anular

Los resultados obtenidos se representan en la tabla 4.4.

Casos	Delta T <sup>a</sup> (°C)	h convección CFD (W/(m <sup>2</sup> ·K))	h convección Raithby- Hollands (W/(m <sup>2</sup> ·K))
Flujo de radiación uniforme, caso1	312,7	5,43	5,87
Flujo de radiación uniforme, caso2	86,38	5,50	4,56
Flujo de radiación uniforme, caso3	212,5	5,46	5,51
T <sup>a</sup> uniforme, caso1	316,2	5,19	5,90
T <sup>a</sup> uniforme, caso2	86,55	4,37	4,56
T <sup>a</sup> uniforme, caso3	212,7	4,93	5,51
T <sup>a</sup> uniforme, caso4	110	4,55	4,81
T <sup>a</sup> uniforme, caso5	130	4,64	4,95
T <sup>a</sup> uniforme, caso6	150	4,71	5,06
T <sup>a</sup> uniforme, caso7	175	4,82	5,22
T <sup>a</sup> uniforme, caso8	210	4,94	5,41
T <sup>a</sup> uniforme, caso9	265	5,09	5,68
T <sup>a</sup> uniforme, caso10	290	5,12	5,78
Flujo de radiación real a 11,6°, caso 1	316,2	5,26	5,90
Flujo de radiación real a 11,6°, caso 2	86,55	5,43	4,56
Flujo de radiación real a 11,6°, caso 3	212,7	5,26	5,51
Flujo de radiación real a 35°, caso 1	316,3	5,26	5,91
Flujo de radiación real a 35°, caso 2	86,5	5,17	4,56
Flujo de radiación real a 35°, caso 3	213,3	5,23	5,51

Tabla 4.4. Coeficientes de transmisión convectivo en espacio anular obtenidos mediante cálculos CFD según diversas consideraciones en comparación los resultados del modelo de Raithby y Hollands

En la fig. 4.12 se pueden observar los campos de temperatura para 4 casos, cada uno de ellos correspondiente a cada una de las configuraciones propuestas, para una temperatura de superficie entre 250-270 °C.

Cualitativamente no se observan diferencias claras. Como hemos visto los resultados difieren en un pequeño porcentaje. Cabe destacar que:

- Las temperaturas en la parte alta de la sección anular son mayores para los casos en los que se parte de suposiciones uniformes (bien sea temperatura o flujos de radiación).
- En los casos de flujo no uniforme se observa que la región de altas temperaturas en la superficie del tubo tiene una distribución asimétrica con respecto al eje vertical debido a que la huella solar no sería tampoco simétrica con respecto a la vertical.

El flujo de aire asciende por el interior y desciende por el exterior al enfriarse en la superficie exterior.

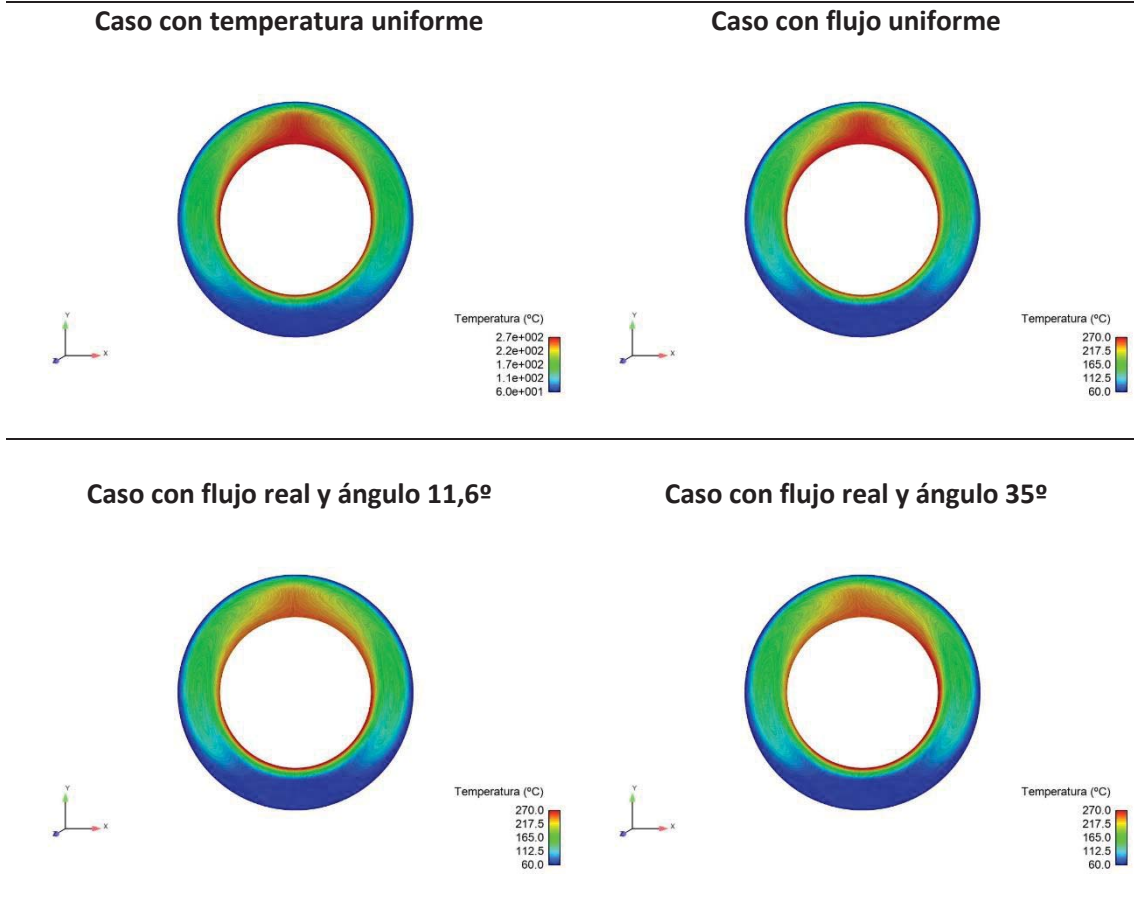


Fig. 4.12. Comparativa campos de temperatura en el conducto anular, para cada una de las configuraciones supuestas

En la fig. 4.13 se puede observar el campo de velocidades para el caso de temperatura uniforme en ambas superficies.

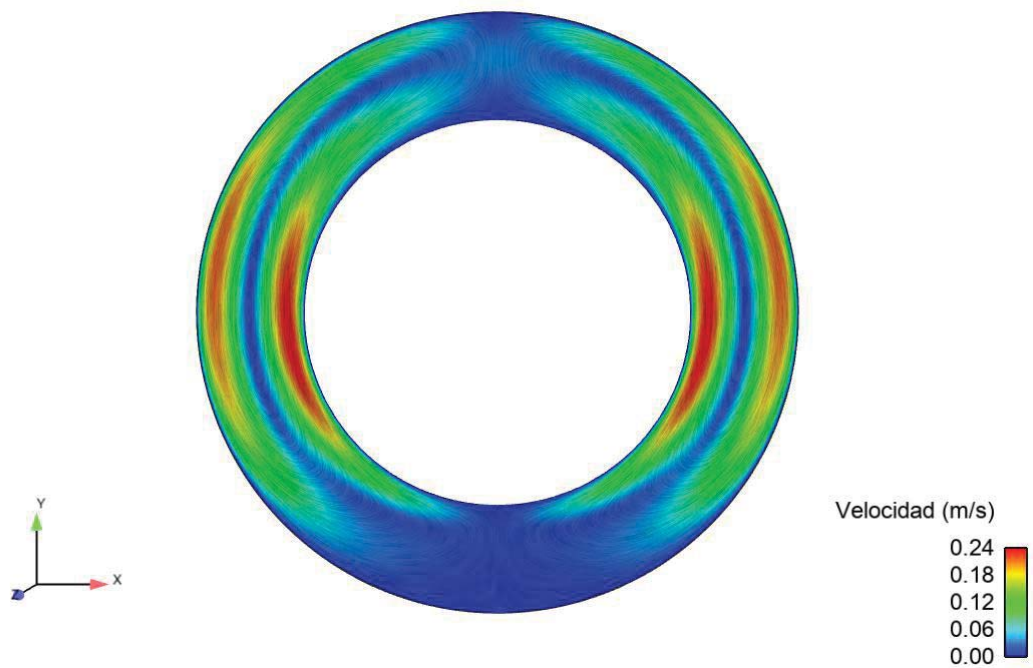


Fig. 4.13. Campo de velocidades para el caso de temperatura uniforme

No se muestran más imágenes debido a que no se aprecian diferencias a nivel cualitativo.

En la fig. 4.14 se representan gráficamente los resultados.

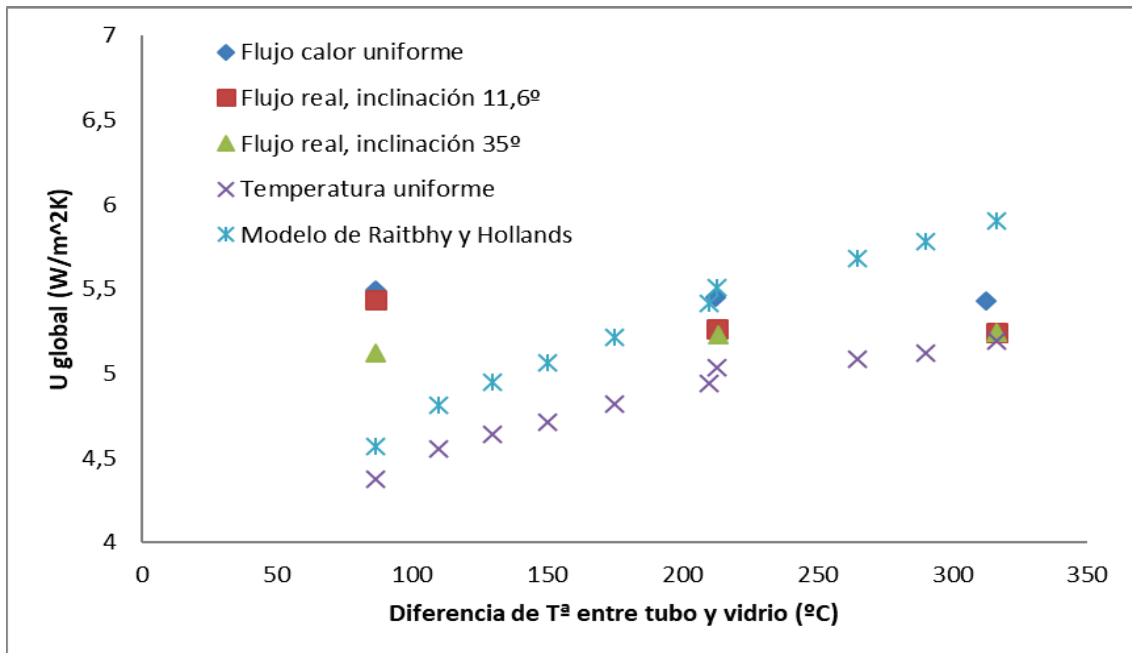


Fig. 4.14. Comparativa coeficientes de transmisión de calor en el espacio anular. Resultados de simulaciones CFD frente a los obtenidos con el modelo de Raithby y Hollands

Realizando la suposición de temperatura uniforme en ambas superficies existen pequeñas diferencias en valor entre el modelo CFD y el de Raithby y Hollands [40], pero tienen una tendencia similar. Dicha correlación sobrestimaría el coeficiente de transmisión entre un 4 y un 12% para el rango considerado, con respecto a los resultados obtenidos por el modelo CFD. Por tanto, la correlación se puede considerar como una buena aproximación, ya que no fue desarrollada para parámetros iguales a los del sistema.

Sin embargo, la tendencia del modelo cambia cuando se trata de una radiación uniforme o real sobre el tubo (en lugar de una temperatura uniforme). Bajo estas otras circunstancias, el coeficiente se mantiene prácticamente constante en el rango analizado.

Debido a que el ángulo de orientación es variable en los distintos experimentos, éste no es conocido y el coeficiente de transmisión de calor varía un +/-3% con respecto a un valor medio, se decide asignarle un valor constante e igual a 5,32 W/(m²·K). Por tanto, se tiene que el coeficiente de convección viene dado por la ec.4.32.

$$h_{ac} = 5,32 \frac{W}{m^2 \cdot K} = cte \quad \text{Ec. 4.32}$$

#### 4.4.2.2 Radiación en la región anular

Según Duffie y Beckman [41] la transmisión de calor por radiación en el espacio anular viene dada por la ec. 4.33:

$$h_{ar} = \frac{\sigma \cdot (T_{ro}^2 + T_{gi}^2) \cdot (T_{ro} + T_{gi})}{(1 - \epsilon_{ro}) / \epsilon_{ro} + 1 / F_{rg} + (1 - \epsilon_{gi}) \cdot A_{ro} / \epsilon_{gi} \cdot A_{gi}} \quad \text{Ec. 4.33}$$

Son varios los supuestos considerados al derivar esta ecuación:

- El gas es un medio no participante en la radiación.
- Se consideran superficies grises, de reflexión e irradiación difusas.
- Cilindros concéntricos infinitamente largos e isoterms.
- La envoltura de vidrio se supone opaca a la radiación infrarroja.

El factor de visión ( $F_{rg}$ ) entre la superficie del receptor y la del vidrio (g), suponiendo longitud muy superior al radio del conducto, sería 1.

No todas las hipótesis de partida son adecuadas para este caso, pero son varios los autores que utilizan este modelo obteniendo buenas aproximaciones ([1-3]). Este mecanismo de transmisión requeriría la introducción de ángulos de visión distintos, teniendo en cuenta los reflejos entre los distintos nodos y partiendo de una huella solar no uniforme sobre el colector. Esto llevaría a una discretización tridimensional que complicaría el modelo en exceso y no es el objetivo buscado para la validación de los modelos desarrollados.

La emisividad para cada uno de los recubrimientos simulados varía con la temperatura y es distinta para cada uno de ellos. Se pueden encontrar varias expresiones para la emisividad de ambos, por ejemplo, Forristall [1] da las expresiones expuestas en la tabla 4.5.

Tipo de recubrimiento	Emisividad del recubrimiento
Luz Black Chrome	$5,333E-4 \cdot T_{ro} - 8,56E-2$
Luz Cermet	$3,27E-4 \cdot T_{ro} - 6,5971E-2$
Solel UVAC Cermet a	$2,249E-7 \cdot (T_{ro}-273,15)^2 + 1,039E-4 \cdot (T_{ro}-273,15) + 5,599E-2$
Solel UVAC Cermet b	$1,565E-7 \cdot (T_{ro}-273,15)^2 + 1,376E-4 \cdot (T_{ro}-273,15) + 6,966E-2$
Solel UVAC Cermet medio	$1,907E-7 \cdot (T_{ro}-273,15)^2 + 1,208E-4 \cdot (T_{ro}-273,15) + 6,282E-2$
Solel UVAC Cermet propuesta a	$2,084E-4 \cdot (T_{ro}-273,15) - 0,01,663E-2$
Solel UVAC Cermet propuesta b	$1,666E-4 \cdot (T_{ro}-273,15) - 3,375E-3$

Tabla 4.5. Emisividad de los recubrimientos CERMET y Black Chrome según Forristall [1]

Sin embargo, tal y como se observa en la fig. 4.15 [2], los datos experimentales se mueven en un determinado rango para el que se dan los límites máximos y mínimos de incertidumbre.

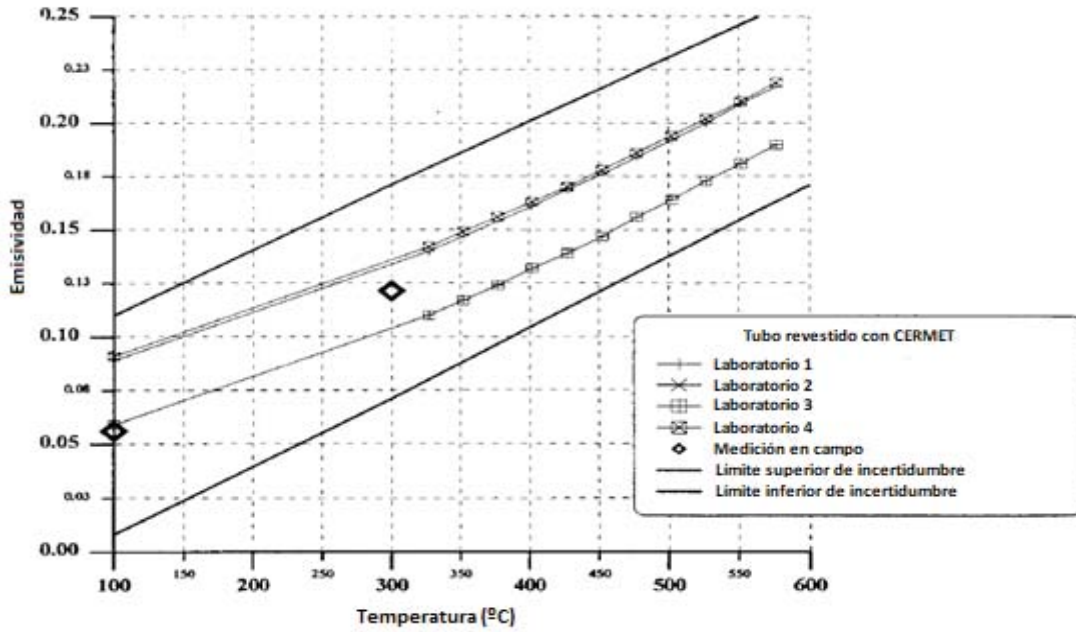


Fig. 4.15. Emisividad del recubrimiento CERMET según diversas medidas experimentales según Dudley [2]

Para ambos recubrimientos se analizan varias expresiones, ya que este valor es determinante en las pérdidas de los diseños con vacío interior y su comportamiento en planta suele tener desviaciones con respecto a laboratorio debido a su deterioro, fundamentalmente cuando se trabaja a altas temperaturas.

Las expresiones para cada uno de ellos son las siguientes:

- Recubrimiento CERMET (según la fig. 4.15):
  - Ajuste medición en planta (ec. 4.34):

$$\varepsilon_{ro} = 0,022 + 0,00034 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad \text{Ec. 4.34}$$

- Ajuste medición en laboratorios 2 y 4, correspondientes a líneas superiores (ec. 4.35):

$$\varepsilon_{ro} = 0,066 + 0,00024 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad \text{Ec. 4.35}$$

- Ajuste línea superior límite de la incertidumbre (ec. 4.36):

$$\varepsilon_{ro} = 0,08 + 0,0003 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad \text{Ec. 4.36}$$

- Recubrimiento BLACK-CHROME:
  - Expresión de Forristall (ec. 4.37) [1]:

$$\varepsilon_{ro} = -0,0856 + 0,000533 \cdot T_{ro} \quad \text{Ec. 4.37}$$

- Ajuste propuesto del modelo de Forristall a los datos suministrados por Dudley (ec. 4.38) [2]:

$$\varepsilon_{ro} = [-0,0856 + 0,000533 \cdot T_{ro}] \cdot 1,2 \quad \text{Ec. 4.38}$$

### 4.4.3 Conducción en vidrio

El calor transmitido hacia el exterior por conducción a través del vidrio viene dado por la ec. 4.39.

$$\dot{q}'_{gc} = 2 \cdot \pi \cdot k_g \cdot (T_{gi} - T_{go}) / \ln(D_{go}/D_{gi}) \quad \text{Ec. 4.39}$$

Donde  $k_g$  es la conductividad del vidrio que en este caso se considera constante con la temperatura Forristall [1].

### 4.4.4 Transmisión de calor en el exterior

En el caso de tubo de vacío, los procesos de convección y radiación en el exterior tienen un efecto reducido sobre la resistencia global. Sin embargo, a medida que se pierde vacío en el interior, estos coeficientes van tomando una mayor relevancia. Aunque los recubrimientos habituales no consideran la presencia de la parábola, salvo en algunos modelos que incluyen su efecto sobre la radiación, su efecto puede ser significativo como se puede ver en los siguientes apartados.

#### 4.4.4.1 Convección exterior

El flujo de calor por convección exterior vendrá dado por la ec. 4.40:

$$\dot{q}'_{ec} = \pi \cdot D_{ro} \cdot h_{ec} \cdot (T_{ext} - T_{go}) \quad \text{Ec. 4.40}$$

Para el caso de transmisión de calor por convección en el exterior el régimen podrá ser: natural, mixto o forzado, dependiendo de la velocidad exterior del viento. Se presentan a continuación alguno de los modelos, para los distintos regímenes, que han sido utilizados por los distintos autores que han analizado el colector LS-2.

Si no hay viento, es decir, la convección natural es el fenómeno dominante, la transmisión de calor entre la cubierta de cristal y el ambiente vendría gobernada por la correlación desarrollada por Churchill y Chu [42] para el número de Nusselt (ec. 4.41).

$$Nu_{D_{go}} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra_{D_{go}}^{1,6}}{\left[ 1 + (0,559 / Pr_{go/ext})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad \text{Ec. 4.41}$$

Esta correlación es válida para  $10^5 < Ra_{D_{go}} < 10^{12}$  y supone que se trata de un cilindro largo, horizontal e isoterma, donde todas las propiedades del fluido se determinan a la temperatura media entre el aire y la pared.

Cuando hay viento, el mecanismo de transmisión de calor entre la cubierta de vidrio y el ambiente será la convección forzada. En este caso, el número de Nusselt es determinado por varios autores haciendo uso de la correlación de Zhukauskas (ec. 4.42) [43].

$$Nu_{D_{go}} = C \cdot Re_{D_{go}}^m \cdot Pr_{ext}^n \cdot \left(\frac{Pr_{ext}}{Pr_{go}}\right)^{1/4}$$

$Re_{D_{go}}$	$C$	$m$
<b>1-40</b>	0,75	0,4
<b>40-1.000</b>	0,51	0,5
<b>1.000-200.000</b>	0,26	0,6
<b>200.000-1.000.000</b>	0,076	0,7

Ec. 4.42

Donde:

$$n = 0,37 \text{ si } Pr_{ext} \leq 10 \text{ y}$$

$$n = 0,36 \text{ si } Pr_{ext} > 10$$

Otros autores como Hachicha [5], proponen el modelo de Churchill y Berstein para el caso de viento (ec. 4.43).

$$Nu_{D_{go}} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_{D_{go}}^{0,5} \cdot Pr_{ext}^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr_{ext})^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left(\frac{Re_{D_{go}}}{282.000}\right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad \text{Ec. 4.43}$$

Dicha correlación se recomienda para valores de  $Re_{D_{go}} \cdot Pr_{ext} > 0,2$ .

Sin embargo, ninguno de estos modelos considera dos factores importantes en la determinación de la transmisión de calor hacia el exterior y que se desarrollan en las siguientes líneas.

La presencia del reflector provocará un efecto sobre las corrientes de aire alrededor del tubo, que modificará la transmisión de calor por convección hacia el exterior (tal y como ya ha comenzado a evaluarse por varios autores [21-24]). Este efecto no se nota en aquellos casos en los que la resistencia interna domina la transmisión de calor, cómo lo son aquellos los que existe vacío entre el colector y el tubo de vidrio. Sin embargo, en aquellos casos de tubo desnudo o con presión en el interior, su efecto es más importante.

Por ello se opta por realizar simulaciones CFD también para esta situación. En este análisis, se comparan 2 resultados distintos para el rango de operación de los experimentos:

- Correlación de Zhukauskas.
- Resultados de cálculos CFD para un tubo expuesto totalmente a una velocidad de viento normal a éste, considerando la influencia del concentrador parabólico en su parte posterior.

La intención es capturar de forma aproximada el efecto provocado por la presencia de la parábola. Se parte de un ángulo de 11,6° que se corresponde con la situación de la parábola durante las cercanías del solsticio de verano al mediodía, ya que se corresponde con fechas cercanas a las primeras campañas de mediciones. Tal y como se ha venido comentando, el sistema dispone de una orientación en dos ejes de cara a poder ampliar el rango de ensayo con ángulo de incidencia nulo. Por tanto, al desconocer la hora exacta del ensayo, no se puede establecer el ángulo de inclinación del colector. Esto hace que, aunque se lograra obtener una correlación en función de dicho ángulo, no se podría utilizar para la validación del modelo. Por



todo ello, este parámetro no se va a analizar en profundidad con estas simulaciones, tan sólo se estima el orden de variación en el paso de un ángulo a otro.

En el caso de 11, 6º, la geometría y el detalle de la malla en el entorno del colector se representan en la fig. 4.16.

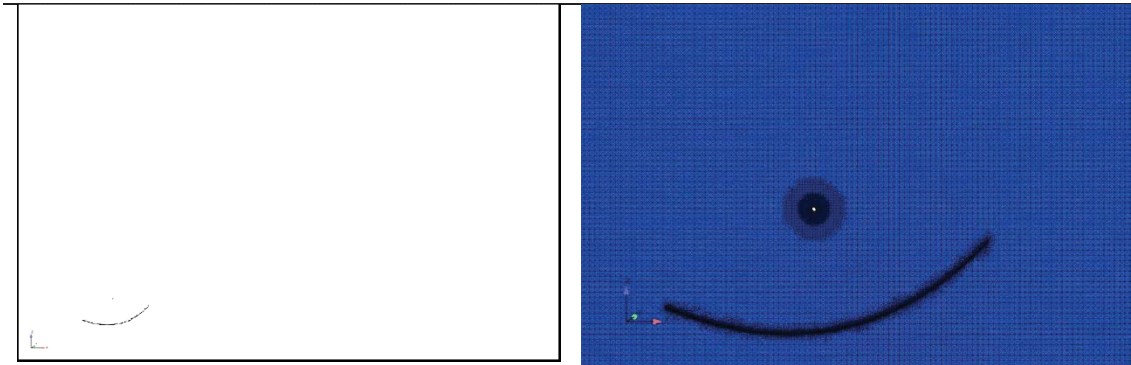


Fig. 4.16. Geometría simulada y detalle de la malla en el entorno del colector

En las siguientes imágenes se muestran los resultados del campo de velocidades para el caso de velocidad igual a 5 m/s (fig.4.17), donde se puede apreciar cómo la velocidad que está viendo el tubo receptor es distinta a la de la corriente principal debido a que el flujo se acelera por la parte inferior del concentrador.

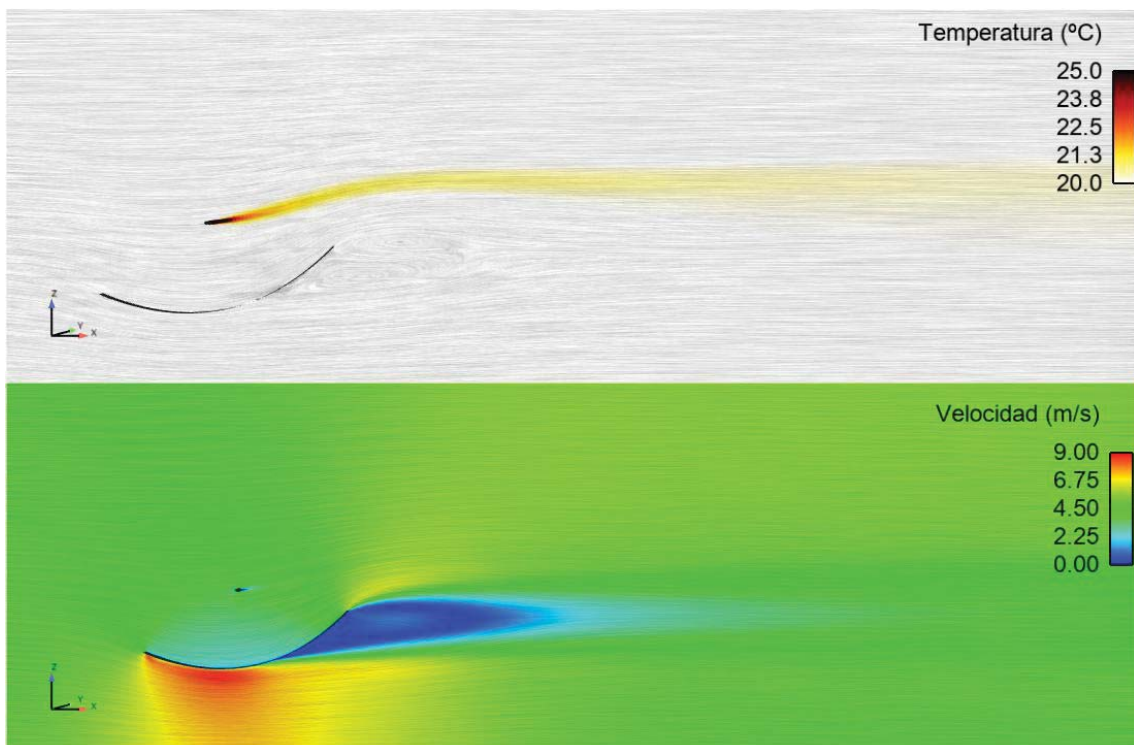


Fig. 4.17. Campo de velocidades en el entorno del colector sometido a una velocidad de viento de 5 m/s, considerando el efecto del concentrador

Por tanto, el coeficiente de transmisión de calor con presencia de la parábola se corresponde con el de una velocidad de aire inferior. En este caso se baja desde los 5 m/s hasta prácticamente los 3,5 m/s.

En la tabla 4.6 se observa como los resultados del modelo de Zhukauskas para cilindro infinito enfrentado al viento, dan resultados por encima del 17% para todos los casos, llegando a casi el 60% para velocidades altas.

Velocidad (m/s)	Tª exterior (°C)	Tª pared (°C)	Re aire	Nu simulación	Nu Zhukauskas	Diferencia (%)
1	20	400	4561	30,6	36,0	17,7
3	20	400	13682	51,7	69,6	34,6
5	20	400	22803	66,7	94,5	41,7
7	20	400	31925	76,8	115,7	50,6
1	20	300	4561	30,6	36,1	18,0
3	20	300	13682	51,7	69,7	34,8
5	20	300	22803	65,9	94,8	43,7
7	20	300	31925	75,7	115,9	53,2
1	20	200	4561	30,3	36,1	19,1
3	20	200	13682	51,7	69,8	35,2
5	20	200	22803	64,9	94,9	46,2
7	20	200	31925	74,8	116,1	55,3
1	20	100	4561	30,6	36,1	17,9
3	20	100	13682	51,6	69,8	35,3
5	20	100	22803	64,3	94,8	47,5
7	20	100	31925	74,1	116,0	56,5
1	20	50	4561	30,9	36,0	16,8
3	20	50	13682	51,2	69,7	36,0
5	20	50	22803	63,8	94,7	48,4
7	20	50	31925	73,8	115,8	57,0

Tabla 4.6. Resultados de las simulaciones CFD para el cálculo de Nu exterior en función de la velocidad del viento y la temperatura exterior. Comparativa con el modelo de Zhukauskas

En la fig. 4.18, se observa que existe influencia de la temperatura en pared que es más reducida en el caso de la correlación de Zhukauskas.

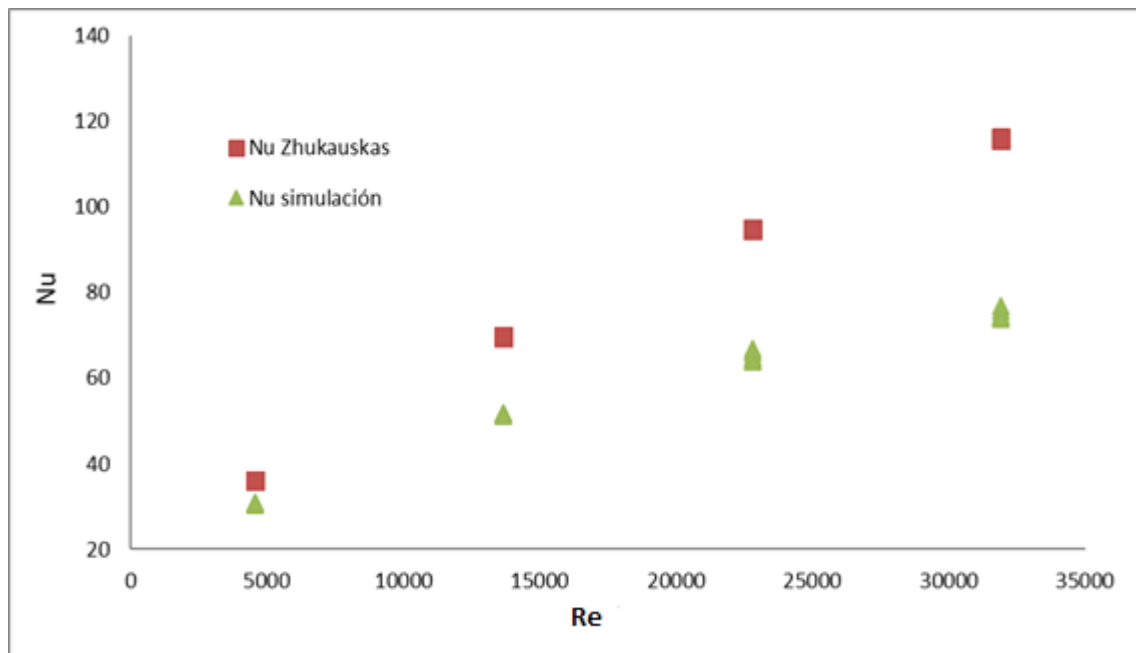


Fig. 4.18. Número de Nusselt en función de Reynolds exterior para el caso de convección forzada alrededor de un tubo, considerando el efecto del concentrador. Comparativa de los cálculos CFD frente al modelo propuesto por Zhukauskas para varias temperaturas de pared

Al aumentar la temperatura en pared el coeficiente de transmisión disminuye. Este efecto es mayor para velocidades altas (7 m/s) acercándose a un 10% entre los resultados a 100 °C y 400 °C en pared, mientras que para velocidades bajas (1 m/s) las diferencias son casi despreciables.

Se realizan cuatro casos adicionales, dos por ángulo distinto (35° y 55°). En las fig.4.19-20 se representan los campos de velocidad y temperatura para los casos de velocidad 5 m/s.

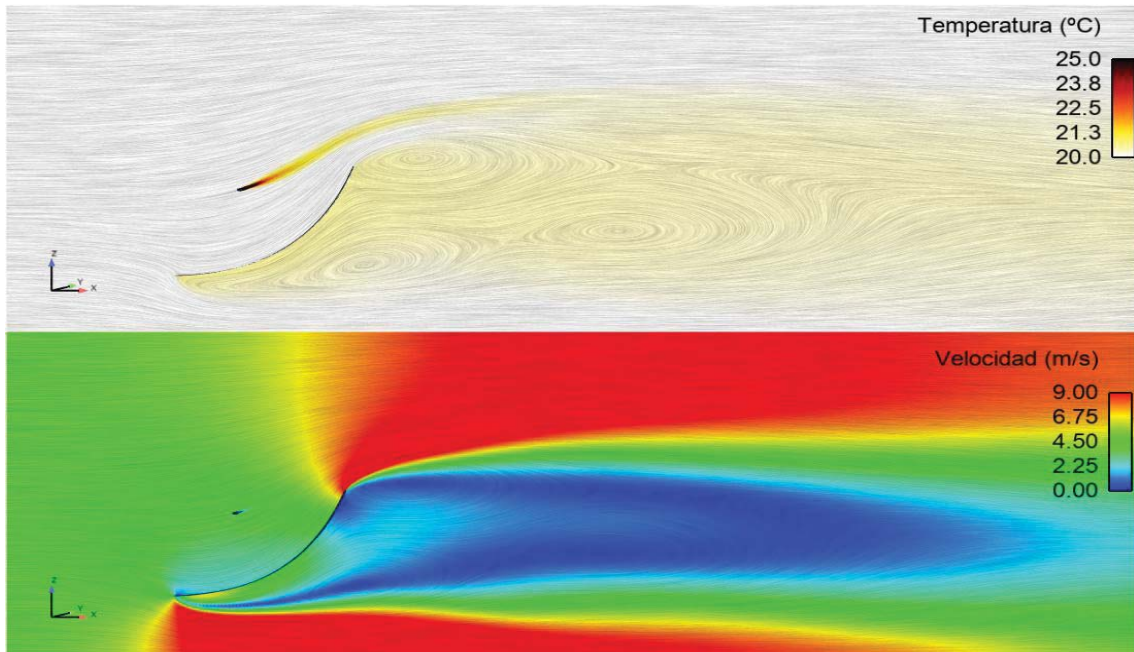


Fig. 4.19.Campo de velocidades en el entorno del colector sometido a una velocidad de viento de 5 m/s, considerando el efector del concentrador

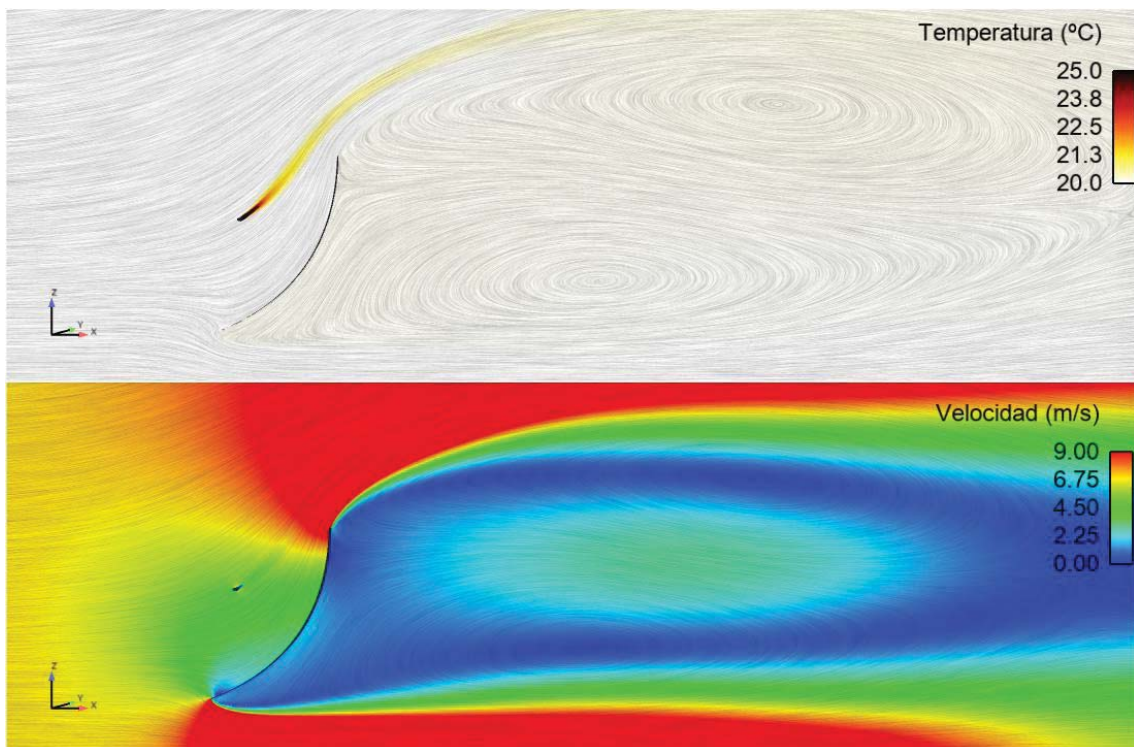


Fig. 4.20.Campo de velocidades en el entorno del colector sometido a una velocidad de viento de 5 m/s, considerando el efector del concentrador

En ellas se observan cambios importantes en el campo fluido pero un efecto similar en el cambio de velocidad en el entorno del receptor con respecto a la de la corriente principal.

A medida que se aumenta el ángulo con la horizontal, el número de Nusselt aumenta debido a que la velocidad media en torno a la circunferencia del tubo aumenta, siendo mayor la velocidad en el lado de estela del tubo. La máxima diferencia obtenida con respecto al ángulo utilizado para el primer análisis es del 20%. Esta diferencia que es relativamente reducida sumado a que se desconoce la posición del colector exacta en cada experimento y que se hacen otras aproximaciones, como el supuesto de temperatura uniforme, hace que se decida considerar, a efectos de validación, un modelo promedio que no considere esta variable. De los resultados obtenidos para las simulaciones CFD y realizando un ajuste a los resultados experimentales (dentro del rango obtenido en las simulaciones) se obtiene la correlación de la ec. 4.44 que se utilizará en la validación de los modelos.

$$Nu_{D_{go}} = 0,7017 \cdot Re_{D_{go}}^{0,463} \cdot Pr_{ext}^{0,36} = \frac{h_{ec} \cdot D_{go}}{k_{ext}} \quad \text{Ec. 4.44}$$

Donde los números Reynolds y Prandtl son evaluados a las condiciones ambientales del aire.

La caracterización del colector para su rango de actuación y todas las posiciones a lo largo del día requerirían de una batería de simulaciones adicionales.

Por otro lado, el medidor de velocidad de viento se encuentra a 10 m de altura, aproximadamente 6 m por encima de la posición del tubo absorbedor. En el contacto con el suelo se establece un perfil de velocidades de viento que hace que la velocidad a la altura del colector sea inferior a la medida en la estación meteorológica. Estos perfiles de vientos dependen de las condiciones de estabilidad atmosférica y quedan definidos por Pasquill y Gilford según una serie de clases (tabla 4.7).

Clase de estabilidad	Gradiente de temperaturas vertical	Turbulencia
<b>A = Muy inestable</b>	$\Delta T_{atm} < -1,9$	
<b>B = Moderadamente inestable</b>	$-1,9 \leq \Delta T_{atm} < -1,7$	Alta
<b>C = Ligeramente inestable</b>	$-1,7 \leq \Delta T_{atm} < -1,5$	
<b>D = Neutral</b>	$-1,5 \leq \Delta T_{atm} < -0,5$	Moderada
<b>E = Ligeramente estable</b>	$-0,5 \leq \Delta T_{atm} < 1,5$	
<b>F = Moderadamente estable</b>	$1,5 \leq \Delta T_{atm} < 4,0$	Baja
<b>G = Muy estable</b>	$4,0 \leq \Delta T_{atm}$	

Tabla 4.7. Clases de estabilidad atmosférica según Pasquill y Gilford para distintos gradientes de temperatura en atmósfera (°C/100 m de altura). Datos obtenidos de [44]

El perfil de velocidades en las cercanías del suelo vendría dado por la ec. 4.45.

$$\frac{V_{aire}(z)}{V_{aire_{10}}} = \left(\frac{z}{10}\right)^p \quad \text{Ec. 4.45}$$

Donde:

- $V_{aire}(z)$  es la velocidad del aire a una altura “z” del suelo.
- $V_{aire_{10}}$  es la velocidad del aire a 10 m de altura del suelo (altura que se suele tomar como referencia).
- $p$  es el exponente correspondiente para cada clase de estabilidad.

En la siguiente gráfica, obtenida de [44] se puede ver el exponente correspondiente para cada clase de estabilidad, medido para varias ciudades estadounidenses. Entre ellas no se encuentra Albuquerque (ciudad en la que se encuentran las instalaciones), pero se puede ver que los exponentes se mueven en un rango acotado (fig. 4.21).

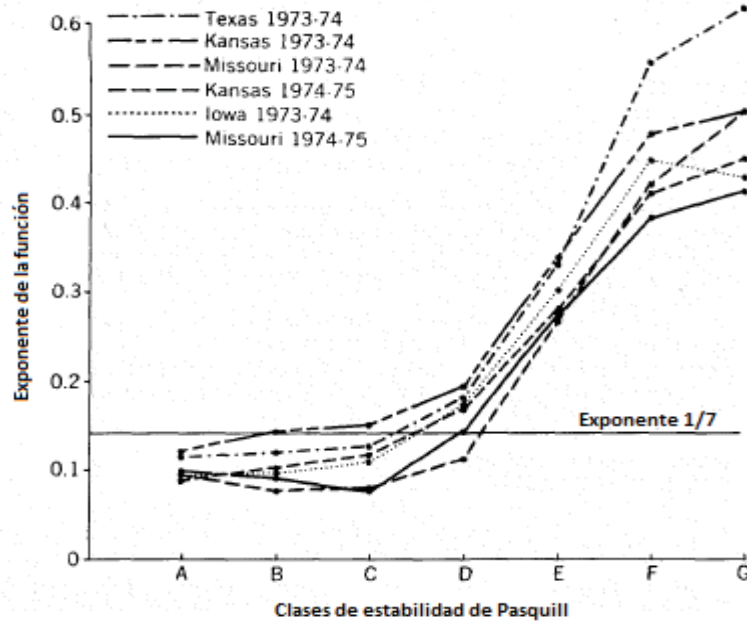


Fig. 4.21. Valores del exponente para distintas ciudades de Estados Unidos en función de la clase de estabilidad atmosférica. Fuente: Touma [44]

En la tabla 4.15 se añade el porcentaje que representa la velocidad a la altura del colector, con respecto a la velocidad de viento medida a 10 m de altura.

Clase de estabilidad	Exponente $p$	% velocidad a 10 m
A	0,141	87,88
B	0,176	85,11
C	0,174	85,26
D	0,209	82,57
E	0,277	77,58
F	0,414	68,43
G	0,435	67,13

Tabla 4.8. Valores promedio del exponente para el patrón de velocidades de viento según la clase de estabilidad atmosférica. Fuente: Touma [44]

Se desconocen las condiciones atmosféricas de los días en los que se realizaron los ensayos, por lo que se partirá de un parámetro típico de clase neutral (D y E, con alto porcentaje de ocurrencia). De modo que la velocidad a la altura del tubo colector será un 80% de la medida en la torre a 10 m sobre el suelo. Este factor tendrá una influencia fundamental en los casos de tubo desnudo, donde el colector queda más expuesto a las condiciones de viento en sus cercanías.

#### 4.4.4.2 Pérdidas de calor en puentes térmicos formados por la estructura soporte del colector

Se utiliza la correlación propuesta por Forristall [1] y que fue presentada en el apartado anterior (ec. 4.12).

#### 4.4.4.3 Radiación exterior

De cara a estimar el intercambio de radiación de la superficie exterior del vidrio con otras superficies o el propio cielo, se aplica la ec. 4.46.

$$\dot{q}'_{er} = 2 \cdot \pi \cdot D_{go} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{go} \cdot (T_{go}^4 - T_{ext/cielo}^4) \quad \text{Ec. 4.46}$$

La temperatura del cielo en ausencia de datos climatológicos concretos de los días en los que se realizaron los ensayos puede ser aproximada por Duffie and Beckman [41], según la ec. 4.47.

$$T_{cielo} = 0,0553 \cdot T_{ext}^{1,5} \quad \text{Ec. 4.47}$$

Existen varias limitaciones a la hora de caracterizar de forma exacta dicho intercambio por radiación:

- Las condiciones meteorológicas en el momento de los ensayos son desconocidas y por tanto, también lo es la temperatura del cielo.
- La temperatura de las estructuras, con las que el absorbedor tiene ángulo de visión no nulo, se desconocen.
- Un modelo que contemple de forma precisa todos los ángulos de visión reales es complejo y dependiente de la posición del concentrador.

Todos los autores que han analizado esta instalación plantean aproximaciones más o menos complejas para intentar capturar este fenómeno. En el ámbito de este artículo, debido a estas limitaciones se decide realizar los cálculos en primera instancia suponiendo que el vidrio intercambia por radiación con un cuerpo negro a la temperatura exterior. De igual modo se repiten todos los cálculos suponiendo que este intercambio se realiza con un cuerpo negro a temperatura igual a  $T_{cielo}$  según [41]. De este modo se puede evaluar el grado de influencia que podría tener este fenómeno. Más adelante se presentan las conclusiones de este análisis.

#### 4.4.5 Absorción de calor en el vidrio

En el vidrio existe otra contribución energética adicional, debida a la absorción de parte de la radiación que lo atraviesa.

La transmisividad del vidrio utilizado en el colector LS-2 es de 0,95. Si se aplican las leyes de Fresnel (ec. 4.48) en combinación con la ley de Snell (ec. 4.49), se puede calcular la reflectividad asociada a una radiación normal a una superficie, con un índice de refracción distinto al del aire:

$$\rho_g = \frac{1}{2} \cdot \left[ \frac{\text{sen}^2(\theta_g - \theta_{aire})}{\text{sen}^2(\theta_g + \theta_{aire})} + \frac{\text{tan}^2(\theta_g - \theta_{aire})}{\text{tan}^2(\theta_g + \theta_{aire})} \right] \quad \text{Ec. 4.48}$$

$$\frac{n_{aire}}{n_g} = \frac{\text{sen}(\theta_g)}{\text{sen}(\theta_{aire})} \quad \text{Ec. 4.49}$$

Donde  $n_{aire}$  y  $n_g$  son los índices refractivos de cada uno de los medios, aire y vidrio.

En el caso en el que el ángulo de incidencia sea normal al vidrio, ambos ángulos son  $0^\circ$  y la expresión se puede simplificar obteniendo la ec. 4.50.

$$\rho_g = \left[ \frac{n_g - 1}{n_g + 1} \right]^2 \quad \text{Ec. 4.50}$$

Este efecto se produce en ambas caras del vidrio, por lo que según Duffie y Beckman [41], suponiendo una absorptividad nula en el interior, la transmisividad como resultado de las múltiples reflexiones en ambas superficies, vendría dada por la ec. 4.51.

$$\tau_g = \frac{1 - \rho_g}{1 + \rho_g} \quad \text{Ec. 4.51}$$

Si se representa la transmisividad en función del índice de refracción según la fig. 4.22.

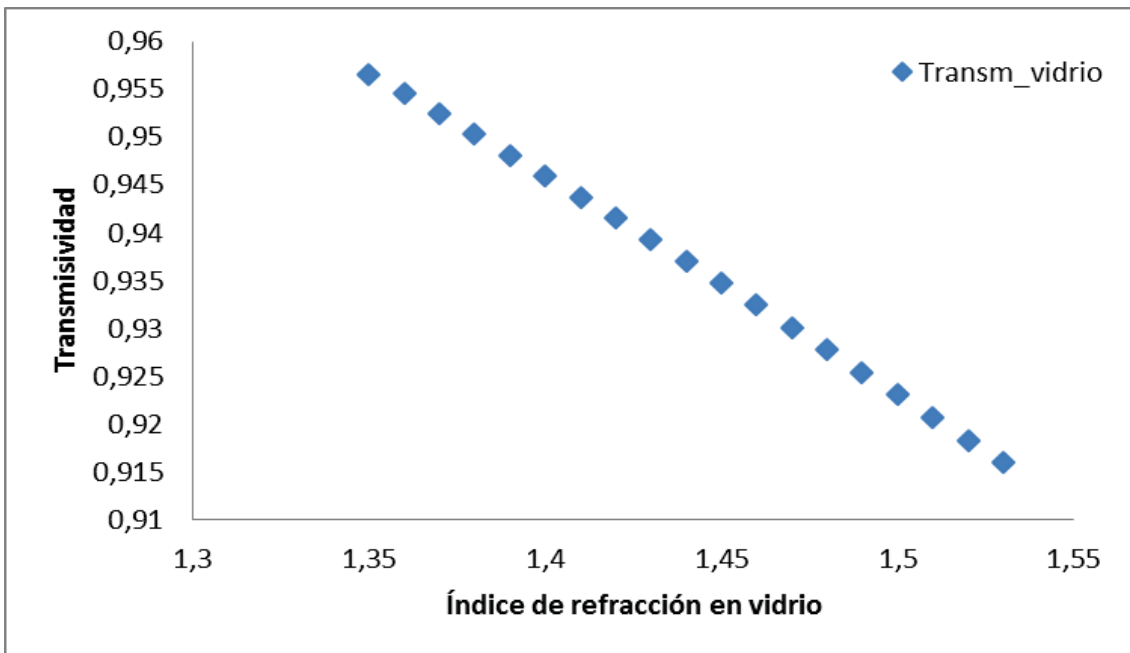


Fig. 4.22. Transmisividad en función del índice de refracción del vidrio

Por tanto, para el colector LS-2, con un índice de refracción de 1,38; la transmisividad sería 0,95 (transmisividad dada como dato para el vidrio) y prácticamente toda la radiación no transmitida sería más bien reflejada, más que absorbida en el interior.

Por otro lado, ambas superficies del vidrio se les aplica un tratamiento anti-reflectivo de modo que se intenta reducir este efecto. Según Forristall [1], la absorptividad sería del 2% aproximadamente. Este fenómeno tendrá un efecto muy reducido en los casos de muy alto rendimiento y totalmente despreciable en bajos rendimientos.

## 4.5 Desarrollo de un modelo numérico unidimensional (Modelo 1D)

De cara a concretar el modelo unidimensional, es necesario establecer el balance energético y analizar las incertidumbres planteadas en el apartado anterior. Una vez analizadas y verificando que la aproximación en tubo desnudo es adecuada quedaría cerrado el modelo para la validación en el resto de las situaciones.

### 4.5.1 Balance energético en el receptor

Considerando funcionamiento estacionario y suponiendo flujo de radiación uniforme en el tubo, el rendimiento térmico del receptor vendrá dado por la ec. 4.52 y el balance energético quedará establecido por la ec. 4.53.

$$\eta = \frac{\dot{q}_{util}''}{\dot{q}_{abs}''} = 1 - \frac{\dot{q}_{perd}''}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 4.52}$$

$$\pi \cdot D_{ro} \cdot L \cdot \dot{q}_{abs}'' \cdot \eta = \dot{m} \cdot (h_{fs} - h_{fe}) + \dot{m} \cdot \frac{1}{2} \cdot (v_{fs}^2 - v_{fe}^2) \quad \text{Ec. 4.53}$$

Los incrementos de energía cinética se considerarán despreciables respecto a los incrementos de energía correspondientes al salto térmico (Forristall [1]). Además, al tratarse de una longitud reducida los saltos térmicos también lo serán y al no haber cambio de sección, no será necesario una actualización de la velocidad del fluido nodo a nodo.

Por otro lado, la entalpía del fluido viene dada por la ec. 4.54.

$$h_f - h_{ref} = c_p \cdot (T_f - T_{ref}) \quad \text{Ec. 4.54}$$

Se considera que la pérdida de carga tiene un efecto despreciable sobre el salto entálpico (Forristall [1]).

De tal modo que el calor de pérdidas queda determinado por la ec. 4.55.

$$\dot{q}_{perd}'' = \sum_j \dot{q}_{conv}'' + \sum_j \dot{q}_{rad}'' + \dot{q}'_{perd,soporte} / (\pi \cdot D_{ro}) \quad \text{Ec. 4.55}$$

Donde  $j$  se corresponde con cada una de las subdivisiones realizadas a lo largo de la longitud del tubo.

### 4.5.2 Validación de las correlaciones para los modelos de transmisión de calor. Análisis paramétrico

Como se ha dicho anteriormente, una de las mayores incertidumbres en el desarrollo de los experimentos fue la emisividad del recubrimiento selectivo y su estado en el momento de los experimentos. De este modo se propuso utilizar diferentes aproximaciones dentro del rango de incertidumbre de dicho valor.

Para resolver esta incertidumbre se hace uso de los casos con recubrimiento CERMET y con conducto anular en vacío, ya que este factor será uno de los dominantes en la transmisión de



calor. Más adelante se verificará que la elección del valor de emisividad también aproxima de manera adecuada el resto de los datos experimentales.

Tal y como se ha explicado, se aplican las curvas presentadas en apartados anteriores y recuperadas en este apartado.

1. Ajuste coincidente con la medición en planta (ec. 4.34).

$$\varepsilon_{ro} = 0,022 + 0,00034 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad \text{Ec. 4.34}$$

En la fig. 4.23 se observa cómo los resultados para temperaturas altas se van por encima del intervalo de incertidumbre.

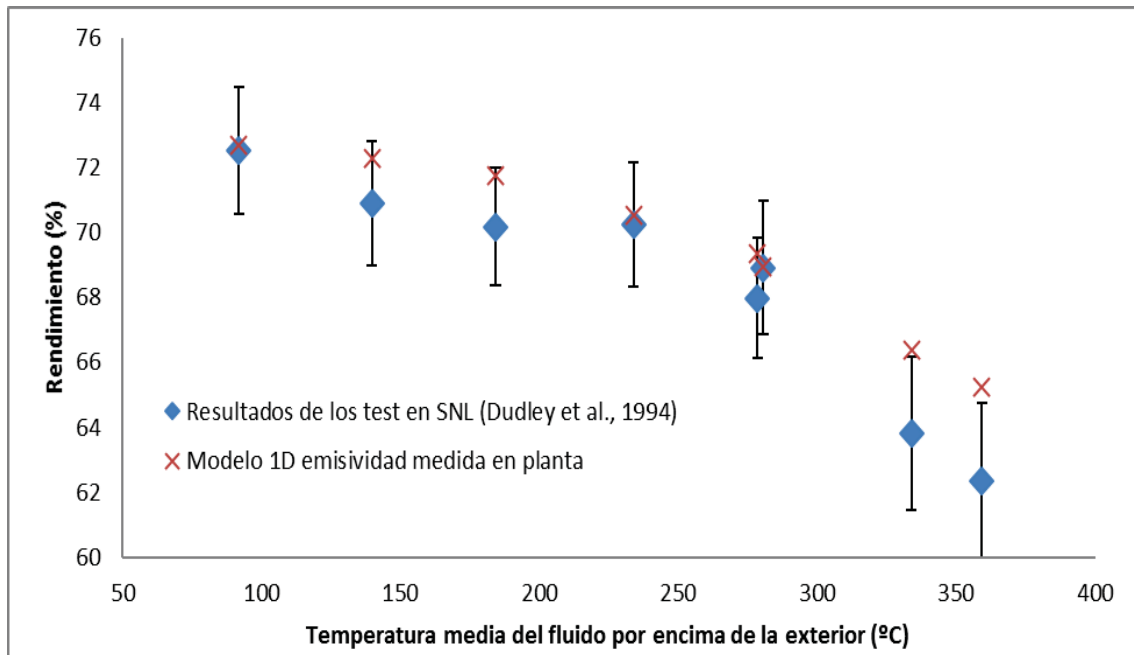


Fig. 4.23. Comparativa de las mediciones experimentales con el modelo 1D para rendimiento total (%), considerando recubrimiento CERMET y según la curva de emisividad según mediciones en planta

2. Ajuste de las mediciones en laboratorio, línea superior (ec. 4.35).

$$\varepsilon_{ro} = 0,066 + 0,00024 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad \text{Ec. 4.35}$$

En la fig. 4.24 se observa cómo los resultados para temperaturas altas se van igualmente por encima del intervalo de incertidumbre.

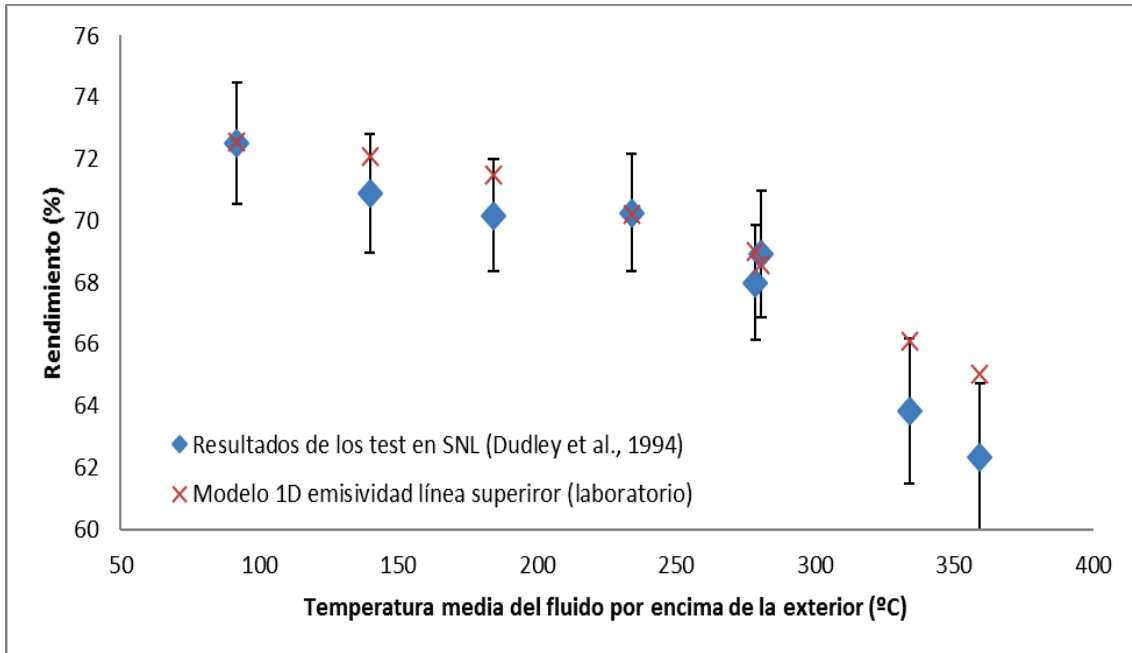


Fig. 4.24. Comparativa de las mediciones experimentales con los resultados del Modelo 1D para el rendimiento total (%), considerando recubrimiento CERMET y según la curva de emisividad para la línea superior de las mediciones en laboratorio

En la tabla 4.9 se observa como los resultados obtenidos por el modelo propuesto son muy similares a los obtenidos por Forristall [1].

Tª fluido-Tª ext. (°C)	Datos SNL (experimental)	Resultados NREL [1]	Modelo 1D (ec. 4.34)	Modelo 1D (ec. 4.35)
91,90	72,51	72,50	72,70	72,57
139,75	70,90	72,10	72,29	72,09
184,20	70,17	71,60	71,73	71,48
233,85	70,25	70,40	70,54	70,21
278,55	67,98	69,10	69,34	69,01
280,60	68,92	68,70	68,93	68,58
359,25	62,34	64,80	65,22	65,01
333,85	63,82	66,10	66,39	66,10

Tabla 4.9. Comparativa del modelo propuesto por Forristall [1]; con el Modelo 1D para el rendimiento total (%), considerando recubrimiento CERMET y según las curvas de emisividad 1 y 2

Esto es debido a que los modelos modificados no tienen una influencia relevante en los casos de vacío con recubrimiento CERMET (debido a la alta resistencia interna por la baja emisividad).

La consideración de modelos bidimensionales (Hachicha [5]) o la consideración más detallada de fenómenos como la radiación hacia el exterior, tienen una influencia reducida (Vasquez [4]) como se verá más adelante. De este modo se considera que el único parámetro con influencia suficiente para dar explicación a las discrepancias obtenidas es el valor de la emisividad del recubrimiento, ya que esta tendencia de alejamiento de los modelos con respecto a los datos experimentales a altas temperaturas se observa en los resultados de varios autores.

3. Ajuste línea superior límite de la incertidumbre (ec. 4.36)

$$\epsilon_{ro} = 0,08 + 0,0003 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad \text{Ec. 4.36}$$

Se observa en la fig. 4.25 como al considerar la curva de la emisividad como aquella que se encuentra en el rango superior de incertidumbre, la aproximación mejora en general. Esta hipótesis, como se verá más adelante se irá corroborando con los resultados obtenidos para el resto de las situaciones.

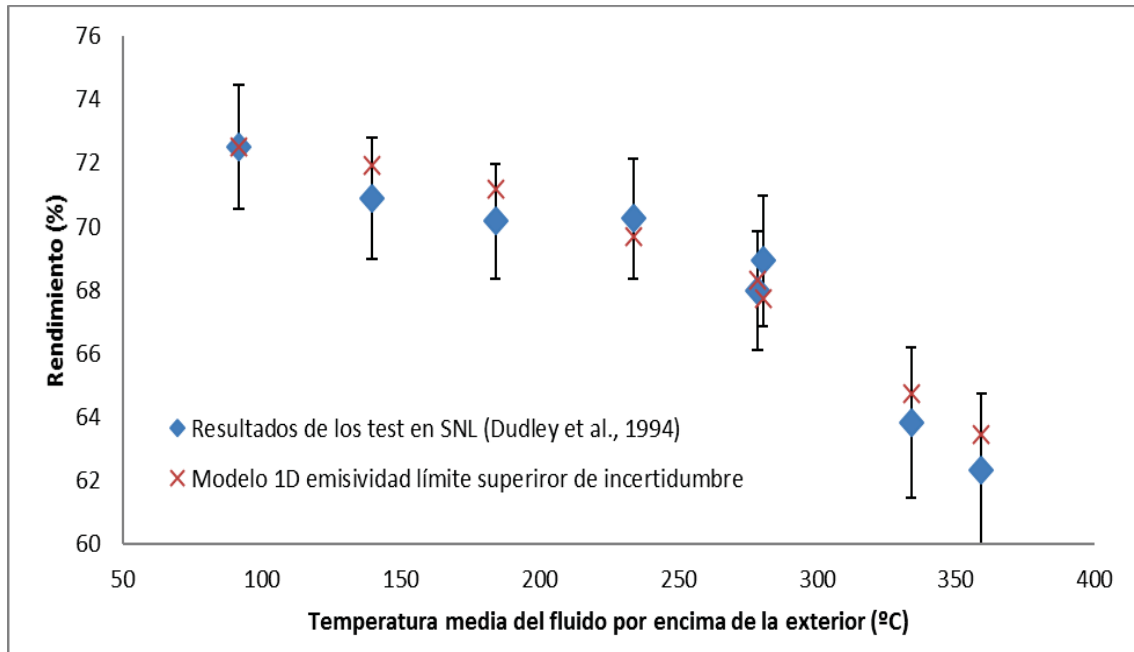


Fig. 4.25. Comparativa de las mediciones experimentales con los resultados del Modelo 1D para el rendimiento total (%), considerando recubrimiento CERMET con vacío y según la curva de emisividad correspondiente al límite superior de incertidumbre

La curva real podría ser algo distinta a temperaturas bajas, pero en dichas temperaturas el efecto es reducido y no se pueden sacar conclusiones a la vista de los resultados experimentales.

En el caso del recubrimiento Black Chrome se hace uso de la curva de emisividad dada por Forristall [1], pero adaptada al único dato experimental dado por Dudley (0,26 a 300 °C) [2]. Se adapta multiplicando por un factor, dando lugar a la ec. 4.56.

$$\varepsilon_{ro} = [-0,0856 + 0,000533 \cdot T_{ro}] \cdot 1,2 \quad \text{Ec. 4.56}$$

Tal y como se comentó al principio, existen algunos parámetros con una reducida influencia sobre el rendimiento de la instalación y que por las dificultades que entraña su modelado, se debe considerar si introducirlos o no. La fracción de la huella solar que es absorbida por el vidrio es uno de estos parámetros. Esta absorción tiene un efecto sobre la temperatura exterior del vidrio, lo que provocará también un aumento de la temperatura exterior del absorbedor, llegando a un nuevo equilibrio en el rendimiento de la instalación.

Se evalúa el efecto de este parámetro sobre el rendimiento de la instalación para las diferentes condiciones de funcionamiento analizadas. Se considera una absorción en el vidrio del 2% de la que llega a dicha superficie (Forristall [1]) y se compara con la misma situación sin absorción solar. Las diferencias, máxima y media en rendimiento, para cada tipo de operación se resumen en la tabla 4.10.

Tipo de operación	% diferencia máximo	% diferencia medio
<b>CERMET vacío</b>	0,09	0,07
<b>CERMET sin vacío</b>	0,32	0,28
<b>BLACK CHROME vacío</b>	0,17	0,10
<b>BLACK CHROME sin vacío</b>	0,53	0,44

Tabla 4.10. Diferencias máximas y promedio en rendimiento total (%) para los resultados analizados en el caso de absorción solar en vidrio con respecto a los casos sin absorción

Se observa que el rendimiento térmico es mayor cuando se considera la absorción solar en vidrio. Como se puede ver en la tabla 4.10, la influencia de este parámetro es reducida y sólo a medida que la resistencia hacia el exterior del vidrio comienza a ser del mismo orden que la de la zona anular, el efecto comienza a ser más significativo.

Otro punto que se plantea valorar es el efecto que produce la consideración de una u otra temperatura para el intercambio de radiación entre el vidrio y el resto de las superficies.

En este sentido, se realizaron cálculos suponiendo que la temperatura exterior de todas las superficies de intercambio fuese igual a la ambiental y por otro lado que esta fuese igual a la de cielo, que pueden considerarse como dos situaciones extremas. Los resultados se presentan en la tabla 4.11.

Tipo de operación	% diferencia máximo	% diferencia medio
<b>CERMET vacío</b>	0,03	0,02
<b>CERMET sin vacío</b>	0,32	0,28
<b>CERMET desnudo</b>	1,80	0,93
<b>BLACK CHROME vacío</b>	0,07	0,05
<b>BLACK CHROME sin vacío</b>	0,53	0,46

Tabla 4.11. Diferencias máximas y promedio en rendimiento total (%) para los resultados analizados en el caso temperatura de intercambio por radiación igual a la del cielo o igual a la exterior

Este parámetro tiene una influencia reducida y muy similar al anterior en los casos en los que existe vidrio, pero de signo contrario. Es decir, el considerar la temperatura del cielo en vez de la ambiental reduce el rendimiento. Sin embargo, en este caso la realidad no es ni una ni otra, ya que sería un promedio entre ambas. De cara al ajuste de los resultados con respecto a los datos de tubo desnudo, se selecciona la temperatura de cielo.

Una vez analizados los puntos anteriores, se utilizan los casos correspondientes a colector desnudo de cara a validar y ajustar la correlación de convección exterior. Igualmente se podrán corroborar las suposiciones realizadas en cuanto a la curva de emisividad y al intercambio por radiación en el exterior. La absorción en vidrio se verificará más adelante, debido a que para estos casos se retira dicho vidrio.

Para estos cálculos se parte de las siguientes hipótesis:

- Emisividad del recubrimiento CERMET según la curva de límite superior de incertidumbre (curva 3)
- Correlación de convección exterior corregida según ec. 4.44.
- El exponente de estabilidad atmosférica considerado supone que la velocidad a la altura del tubo es un 80% de la medida en la torre atmosférica.

En la tabla 4.12 se comparan de los resultados obtenidos con los datos experimentales.

<b>DNI</b> <b>(W/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Velocidad</b> <b>aire (m/s)</b>	<b>T<sup>a</sup> ext.</b> <b>(°C)</b>	<b>T<sup>a</sup> entrada</b> <b>(°C)</b>	<b>Flujo</b> <b>(kg/s)</b>	<b><math>\eta_T</math> Exp.</b> <b>(%)</b>	<b><math>\eta_T</math> Modelo 1D</b> <b>(%)</b>	<b>Error</b> <b>(%)</b>
914,3	8	24,6	101,2	40	58,1	63,60	5,50
922	1,8	23,7	100,8	48,2	68,8	70,07	1,27
920,4	4	23,8	100,9	48,2	67	67,31	0,31
901	8,2	23,8	101,1	40,1	57,5	63,22	5,72
906,7	6,5	23,8	101,1	40	60,3	64,56	4,26
877,6	6,3	23	101,4	40,1	62,7	64,29	1,59
878,3	4,6	22,9	101,3	40,1	64,5	65,87	1,37
863,4	5	22,3	101,2	40	61,3	65,26	3,96
817,5	4,2	20,8	101	39,8	64,4	65,47	1,07
801,3	7	18,2	151,7	48,4	55,3	55,13	-0,17
903	4,4	20,8	198,4	49,7	54,1	55,72	1,62
908,8	3,7	20,8	198,4	49,7	57	57,27	0,27
888,6	4,7	20,2	198,2	49,8	51	54,78	3,78
922,7	7,5	27,2	206,7	50,2	50,6	50,69	0,09
845,2	2	19	200,1	49,6	50,5	60,20	9,70
884,5	2,3	19,6	203,1	50,1	59,6	59,73	0,13
883,3	2,1	19,9	203,4	50	59,6	60,31	0,71
867,6	0,5	19,8	203,4	50	60,5	65,18	4,68
843,6	1	19,5	204,3	50	60,6	63,81	3,21
935,7	2,5	22,3	252,1	50,9	56,6	55,39	-1,21
929,8	1	21,8	252,2	50,8	57,7	61,42	3,72
895,1	7	11,2	251,5	55	45,6	42,10	-3,50
913,4	6,1	11,5	251,8	55	46,9	44,58	-2,32
875,8	7,2	11	251,6	55	40,1	40,93	0,83
845,3	3	10,8	252	54,8	50,8	50,55	-0,25
919,2	2,4	23,7	301	50,9	47,9	50,00	2,10
920,5	3	23,4	301	51,1	45	47,74	2,74
920,2	1,5	22,9	301	50,9	52,4	54,10	1,70
919	0,1	22,6	301,4	50,9	54,5	56,75	2,25
845,7	4	18,6	301,9	51	49	41,10	-7,90
866,5	2	17,6	301,3	54,3	54	49,83	-4,17
829,6	2	18	302,1	51	51,8	48,56	-3,24
961,3	9,3	15,1	313,3	55,9	28,4	30,59	2,19
937,6	7,9	15,2	313,5	55,9	31,2	32,39	1,19
958,1	9,3	14,5	313,3	55,9	32,5	30,36	-2,14
947,7	6,2	14	313,5	55,9	40,1	36,65	-3,45
941,1	8	13,5	313,1	55,9	34,6	32,18	-2,42
953	7	14	313,6	55,9	36,1	34,93	-1,17
938,1	7,1	13,3	313,3	55,9	35,4	34,02	-1,38
929,4	5,1	12,6	313,8	55,6	40,6	38,65	-1,95
919,3	3,8	21,9	351,2	51,3	40,7	37,67	-3,03
908,6	4,6	21,2	351,1	51,2	39,5	34,35	-5,15
904,2	4,5	20,9	351	51,7	41	34,48	-6,52
898	3,5	20,7	351,2	51,6	42	37,83	-4,17
927,6	4,5	23,6	354,4	51,6	38	35,23	-2,77
911,3	5,2	19,5	351,3	54,9	40	32,36	-7,64
917,9	4,5	22,5	354,6	51,6	39	34,67	-4,33
851,2	2,9	24,2	386	52	47	33,15	-13,85
940,4	5,3	22	384	55,8	32	28,10	-3,90
859,8	4,1	24	386	52,2	37	28,14	-8,86

Tabla 4.12. Resultados obtenidos para el Modelo 1D para el rendimiento total (%) comparados con los resultados experimentales para los casos de recubrimiento CERMET con tubo desnudo (Dudley [2])

Se observa que todos los resultados se encuentran dentro del rango de +/- 10%, salvo un único valor. Además, serían sólo 9 los valores (de los 50 resultados experimentales) que se encuentran fuera del margen +/- 5%.

Tal y como se comentaba en apartados anteriores, los resultados obtenidos por los diferentes autores se separan en un alto porcentaje de las mediciones experimentales tal y como se observa en la fig. 4.26.

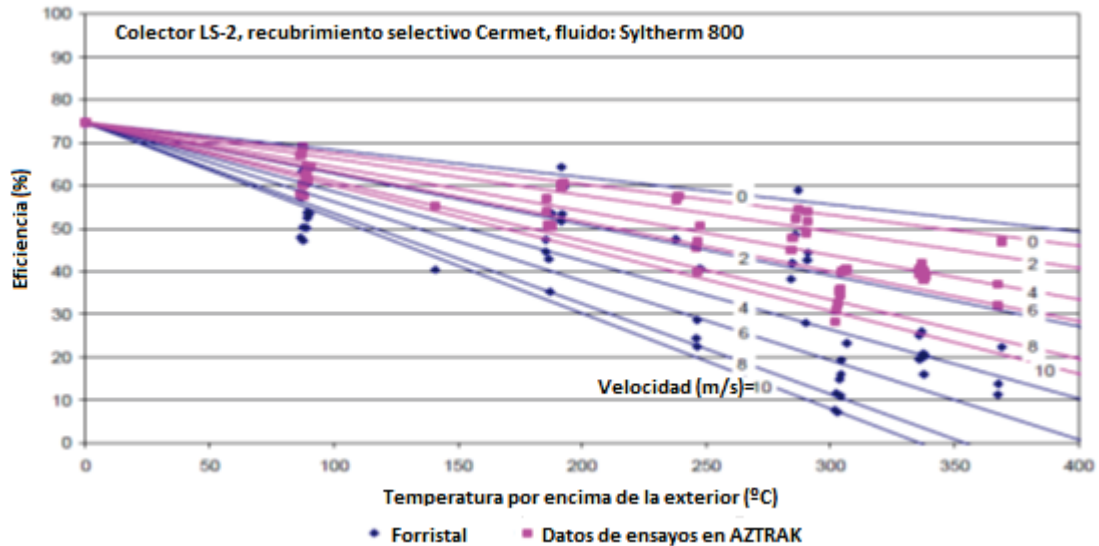


Fig. 4.26. Comparativa del modelo generado por Forristall, 2003 con los resultados experimentales para tubo desnudo

Sin embargo, en la fig. 4.27 se observa cómo los resultados numéricos se aproximan a los resultados experimentales. Para estos casos, el autor no da datos sobre el error estimado en las mediciones, por lo que no se puede representar si se encuentra dentro de ese rango.

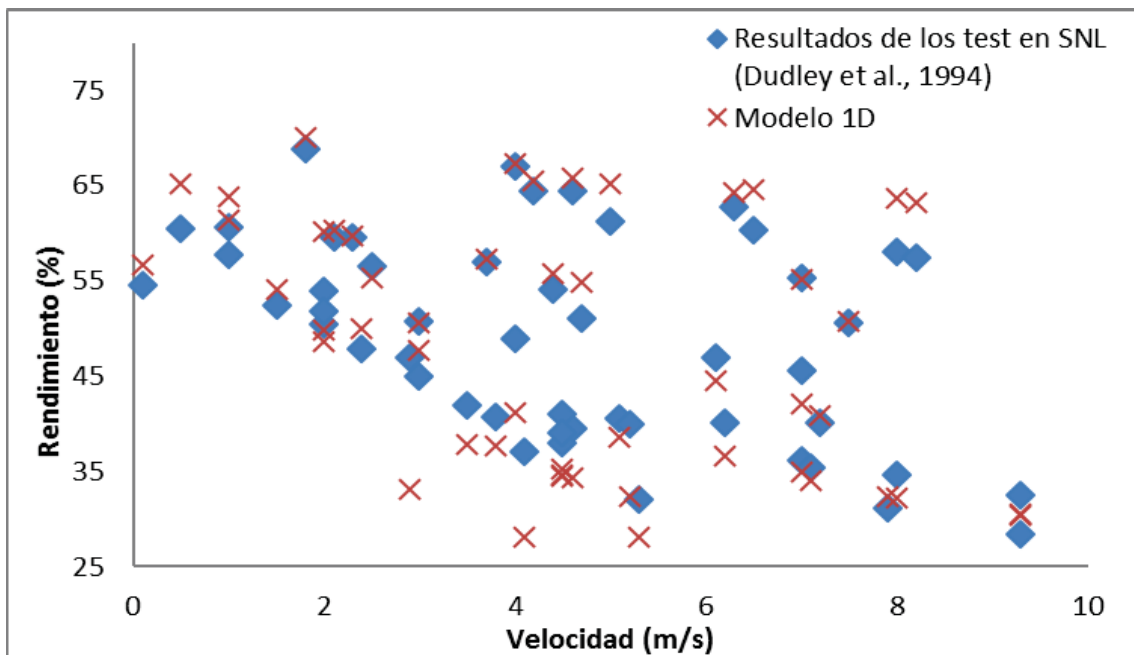


Fig. 4.27. Comparativa de las mediciones experimentales con los resultados del Modelo 1D para el rendimiento total, considerando recubrimiento CERMET con tubo desnudo y según la curva de emisividad (ec. 4.36)

Tanto Forristall [1] como Vasquez [4] propusieron la introducción de factores multiplicadores para minorar la transmisión de calor por convección al exterior. Introduciendo dichos factores multiplicadores, el error cuadrático medio que obtenían venía dado por los valores siguientes:

- Forristall [1]: Factor multiplicativo de 0,5. Error cuadrático medio = 5,78%.
- Vasquez [4]: Factor multiplicativo de 0,582. Error cuadrático medio = 3,92%.

En el caso de los resultados obtenidos con el modelo desarrollado, el error cuadrático medio es del 3,87%. No sólo se consigue una mejor aproximación, sino que se da sentido físico a la necesidad de introducir factores multiplicativos para minorar la convección exterior.

Si se analizan estos resultados para diferentes grupos de temperaturas de operación, representando el rendimiento en función de la velocidad exterior del viento, se pueden extraer algunas conclusiones referentes a las discrepancias existentes.

Para las temperaturas más altas son para las que se observan las mayores discrepancias (fig. 4.28-29). A temperaturas medias y bajas, las diferencias con respecto a los datos experimentales se reducen en promedio, existiendo alguna excepción en la que los resultados presentan errores algo superiores, coincidiendo con puntos que se separan de la tendencia general del resto (fig. 4.30-32).

Las diferencias existentes en parte de los experimentos pueden corresponderse con clases de estabilidad atmosférica diferentes a la considerada.

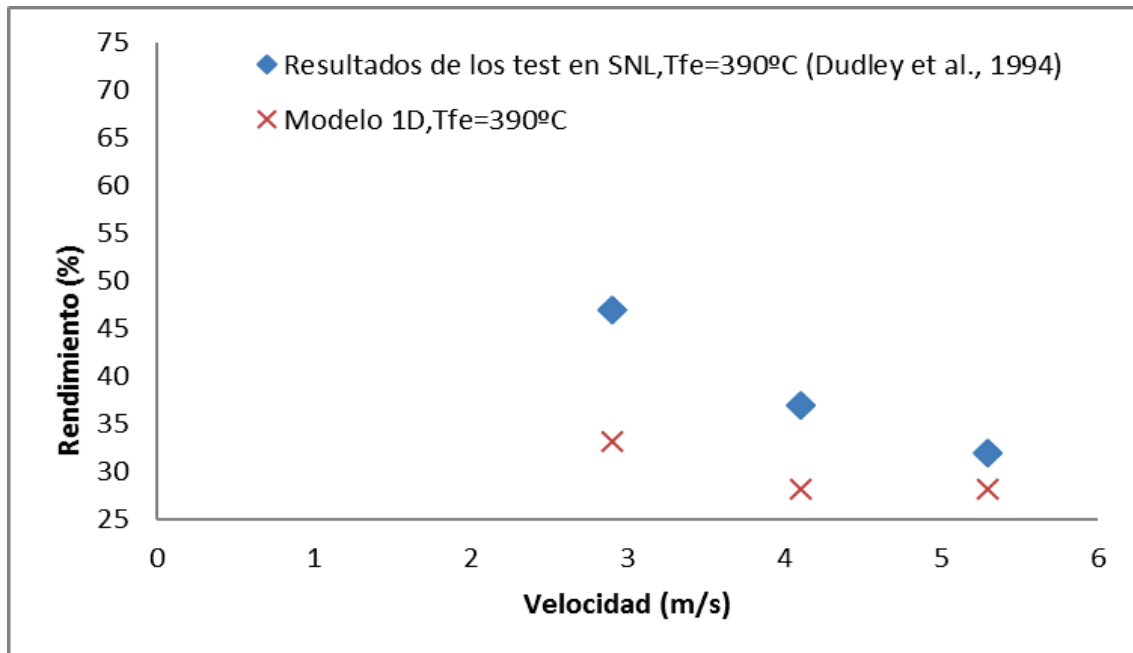


Fig. 4.28. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada de aproximadamente 390 °C

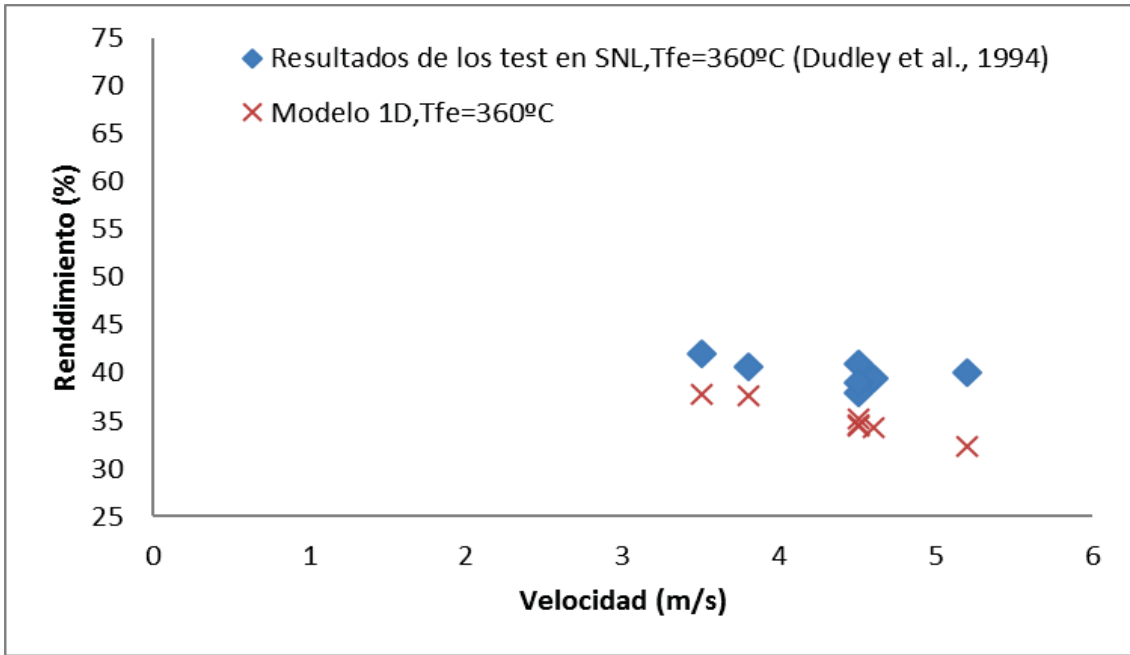


Fig. 4.29. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada de aproximadamente 350 °C

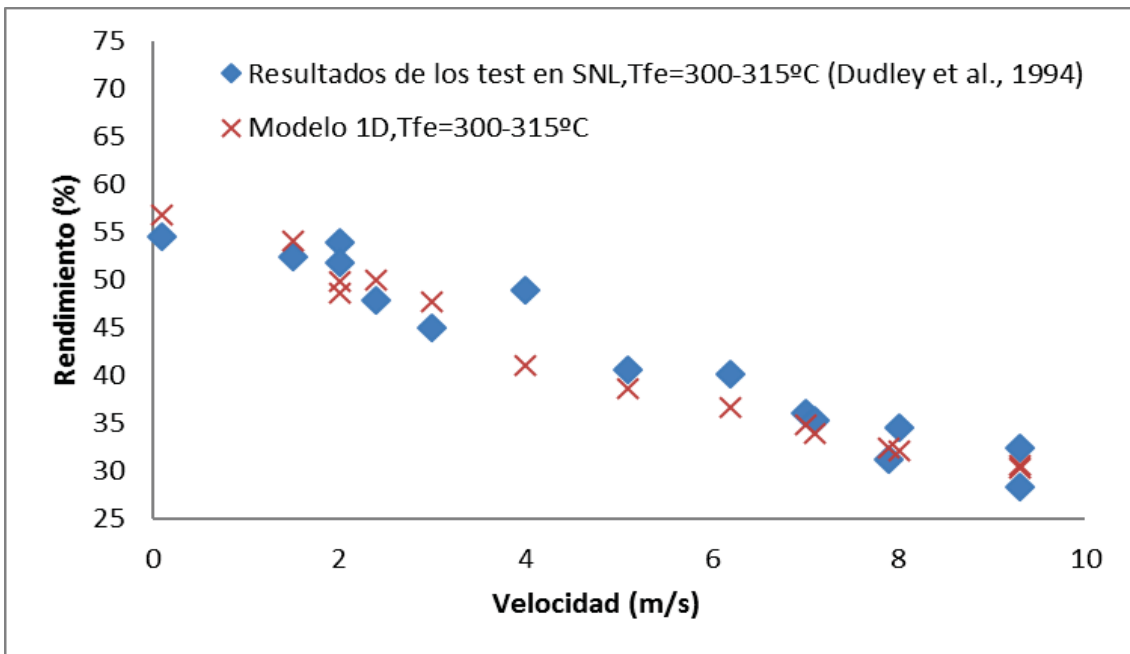


Fig. 4.30. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada entre 300- 315 °C



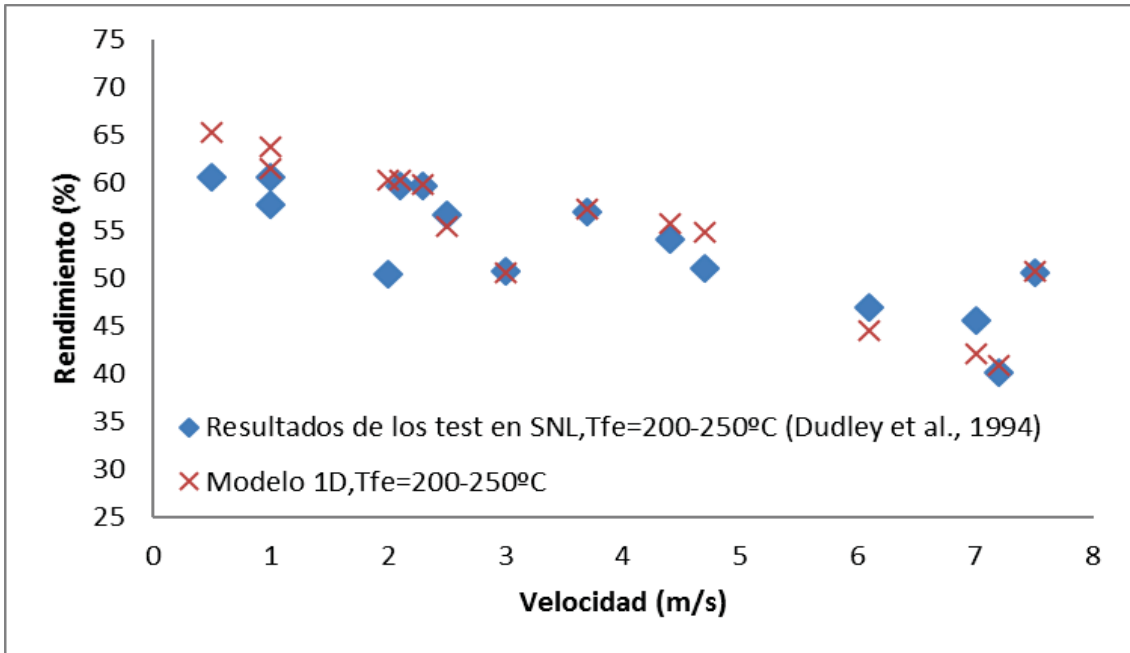


Fig. 4.31. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada entre 200- 250 °C

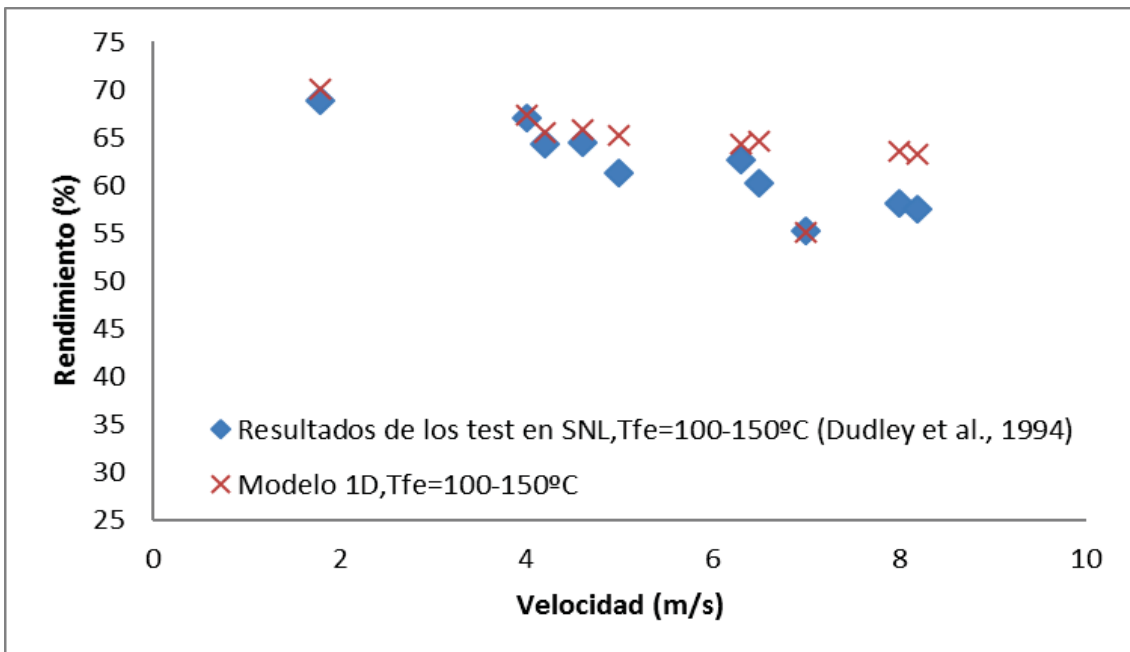


Fig. 4.32. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, en función de la velocidad para temperaturas del fluido en entrada entre 100- 150 °C

Si se representan los datos experimentales para las temperaturas más altas (fig. 4.28-30) aparecen rendimientos, a temperaturas de 390 °C, que se corresponderían con los de temperaturas inferiores a las mismas velocidades (incluso con irradiaciones superiores). Además, la tendencia con la velocidad varía de forma más acusada que en los casos correspondientes a otras temperaturas (fig. 4.33). Por tanto, cabe pensar que existen otros efectos o errores en mediciones que pueden estar afectando a dichos casos.

Si se calcula el error cuadrático medio eliminando los resultados de mayor temperatura ( $T_{fe} = 390$  °C) el valor de dicho error se reduce a 3,43%.

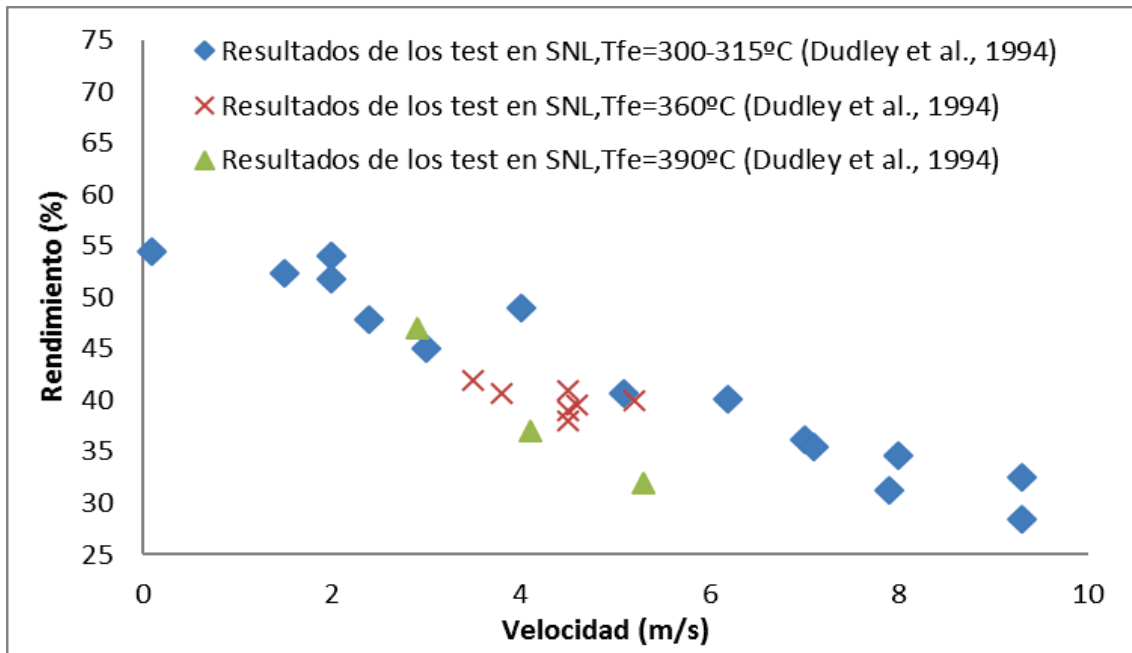


Fig. 4.33. Rendimiento total (%) para el caso de tubo desnudo, medida experimentalmente para los casos de más alta temperatura con recubrimiento CERMET y tubo desnudo

En el apéndice 2 de este capítulo se representan los resultados de rendimiento en función de la temperatura, para distintas velocidades, para verificar que no existe ninguna tendencia en el error en función de la velocidad.

## 4.6 Resultados del Modelo 1D

Una vez seleccionadas las hipótesis más adecuadas e incorporadas las correlaciones obtenidas mediante simulaciones CFD se pasan a evaluar los resultados del modelo para el resto de los modos de operación.

Para los casos de recubrimiento selectivo CERMET, se muestran en la tabla 4.13 los resultados obtenidos en comparación con los datos experimentales.

Para la representación gráfica (fig. 4.34) se añaden los resultados obtenidos por Forristall (modelo de NREL) [1], Ibrahim Halil [3], Padilla et al. [4] y García-Valladares [6], de cara a comparar los resultados con aquellos obtenidos por otros autores que han validado sus modelos frente a estos mismos experimentos.

Recubrimiento selectivo CERMET y colector en vacío							
DNI (W/m <sup>2</sup> )	Velocidad del viento (m/s)	T <sup>a</sup> exterior (°C)	T <sup>a</sup> entrada (°C)	Flujo (kg/s)	$\eta_T$ (SNL)	$\eta_T$ (Modelo 1D)	
933,7	2,6	21,2	102,2	47,7	72,51	72,49	
968,2	3,7	22,4	151	47,8	70,9	71,93	
982,3	2,5	24,3	197,5	49,1	70,17	71,19	
909,5	3,3	26,2	250,7	54,7	70,25	69,67	
937,9	1	28,8	297,8	55,5	67,98	68,32	
880,6	2,9	27,5	299	55,6	68,92	67,72	
920,9	2,6	29,5	379,5	56,8	62,34	63,44	
903,2	4,2	31,1	355,9	56,3	63,82	64,75	

Recubrimiento selectivo CERMET y colector sin vacío							
DNI (W/m <sup>2</sup> )	velocidad del viento (m/s)	T <sup>a</sup> exterior (°C)	T <sup>a</sup> entrada (°C)	Flujo (kg/s)	$\eta_T$ (SNL)	$\eta_T$ (Modelo 1D)	
889,7	2,8	28,6	251,1	55,3	66,61	65,27	
874,1	4	28,7	344,9	56,2	59,6	59,11	
870,4	0,6	29,1	345,5	56,1	59,4	60,37	
813,1	3,6	25,8	101,2	50,3	71,56	70,55	
858,4	3,1	27,6	154,3	52,9	69,2	69,05	
878,7	3,1	28,6	202,4	54,6	67,1	67,35	
896,4	0,9	30	250,7	55,2	65,5	65,92	
906,7	0	31,7	299,5	55,4	62,58	63,78	
879,5	1,8	27,4	348,9	55,4	58,52	59,47	
898,6	2,8	29,7	376,6	56,2	56,54	57,30	

Tabla 4.13. Resultados del rendimiento total para el Modelo 1D comparados con los correspondientes a los datos experimentales, para los casos de recubrimiento selectivo CERMET

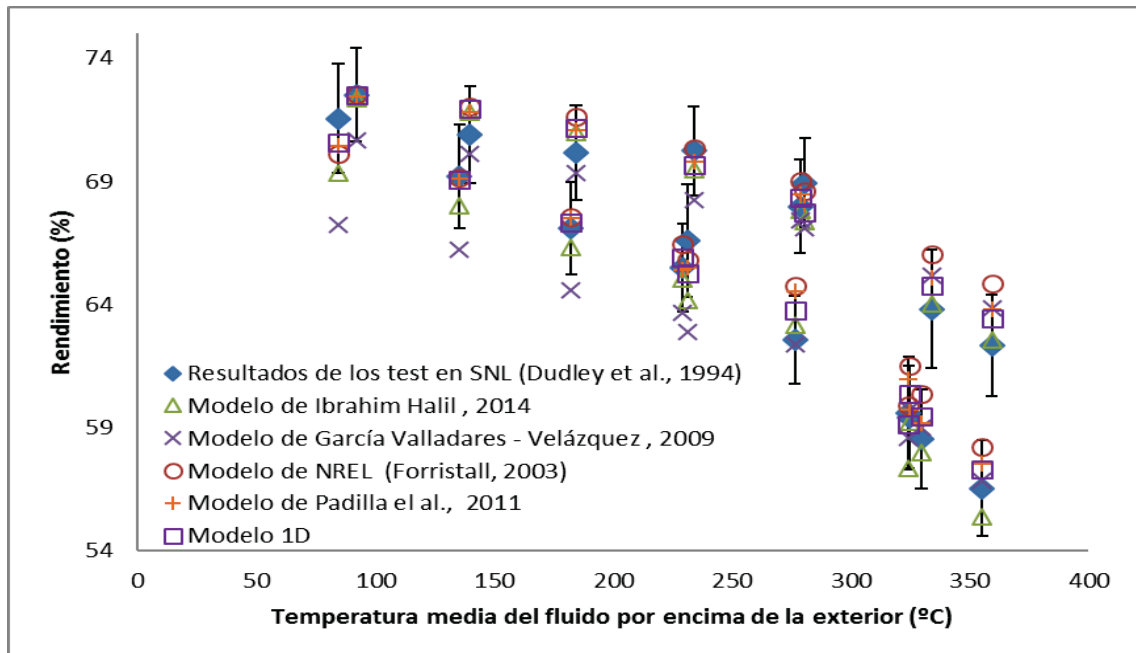


Fig. 4.34. Resultados del rendimiento total para el Modelo 1D comparados con los obtenidos por otros autores y los propios datos experimentales, para los casos de recubrimiento selectivo CERMET

Se observa cómo los resultados obtenidos están dentro del rango de error en todos los puntos simulados. En general, el resto de los autores también obtienen resultados dentro del mismo rango. Tan sólo los resultados de García-Valladares se van fuera de este rango para el caso de pérdida de vacío en el receptor.

Se concluye que la tendencia con respecto al aumento de temperatura del fluido se captura de manera adecuada.

Para los casos de recubrimiento selectivo Black-Chrome se muestran en la tabla 4.14 los resultados obtenidos en comparación con los datos experimentales.

<b>Recubrimiento selectivo Black-Chrome y colector en vacío</b>						
<b>DNI (W/m<sup>2</sup>)</b>	<b>velocidad del viento (m/s)</b>	<b>T<sup>a</sup> exterior (°C)</b>	<b>T<sup>a</sup> entrada (°C)</b>	<b>Flujo (kg/s)</b>	<b><math>\eta_T</math> (SNL)</b>	<b><math>\eta_T</math> (Modelo)</b>
839,8	1,1	3,6	103,4	50,6	73,56	73,24
882,7	2,1	-3,1	253,3	54,8	69,58	68,62
921,5	0	-0,7	349,6	56	61,49	62,39
902	0	6,4	154	52,1	72,1	72,43
900,7	1,3	0,2	201,6	54	69,91	70,99
871,8	4	1,6	201,5	53,2	69,69	70,77
884,6	3	2,6	303,1	54,9	65,36	65,46
744,6	1,1	-5	100,8	50,7	72,47	73,16
928,4	2,4	-0,9	379,6	56,1	57,7	58,97
<b>Recubrimiento selectivo Black-Chrome y colector sin vacío</b>						
<b>DNI (W/m<sup>2</sup>)</b>	<b>velocidad del viento (m/s)</b>	<b>T<sup>a</sup> exterior (°C)</b>	<b>T<sup>a</sup> entrada (°C)</b>	<b>Flujo (kg/s)</b>	<b><math>\eta_T</math> (SNL)</b>	<b><math>\eta_T</math>(Modelo 1D)</b>
919,5	1,4	0,1	379,7	56,2	53,71	53,32
755	5,5	-1	101,9	50,3	69,07	69,35
850,9	4,7	-0,6	203,2	54,3	64,14	65,48
899,7	4,4	0,5	301,6	56,2	60,08	59,46
909,6	1,2	1,3	251,8	55	63,32	64,13
908,1	5,9	5,9	350,2	55,6	56,17	54,81
902,6	1,7	5,1	154,2	52,1	67,88	68,64

Tabla 4.14. Resultados del rendimiento total para el Modelo 1D comparados con los obtenidos en los experimentos, para los casos de recubrimiento selectivo Black Chrome

Para la gráfica comparativa se añaden los resultados obtenidos por Forristall (modelo de NREL) [1] y Padilla et al. [4] (fig.4.35).

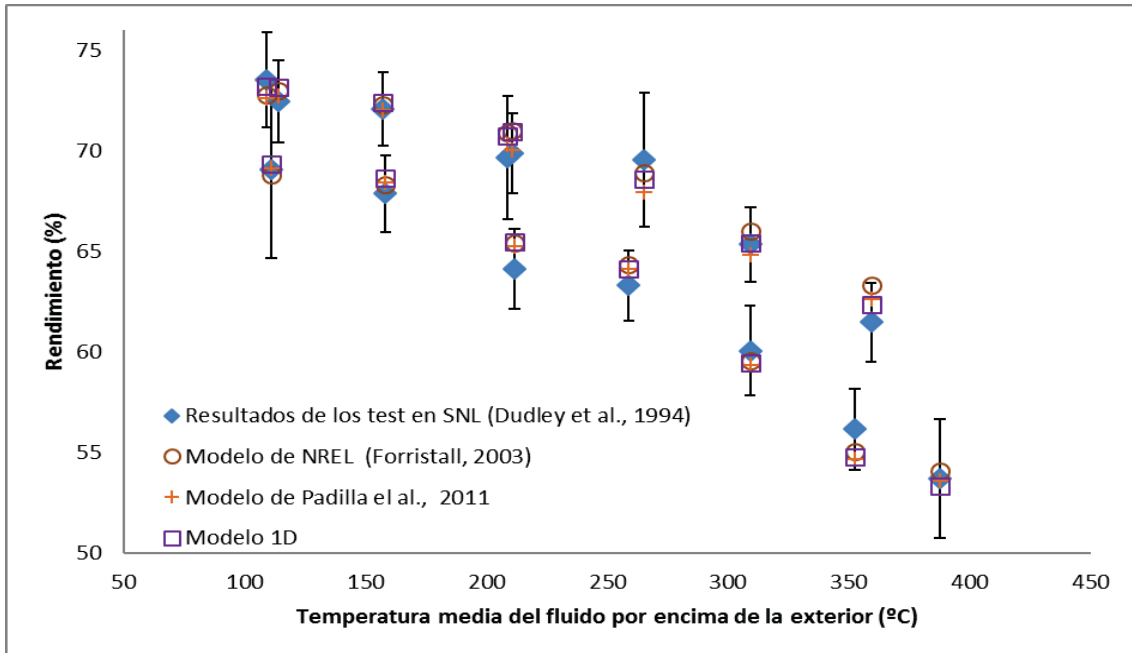


Fig. 4.35. Resultados del rendimiento total para el Modelo 1D comparados con los obtenidos por otros autores y en los propios experimentos, para los casos de recubrimiento selectivo Black Chrome

De igual modo, los resultados obtenidos para el recubrimiento selectivo Black-Chrome se encuentran dentro del rango de incertidumbre de las mediciones experimentales. Las diferencias con respecto a los resultados presentados por el resto autores son reducidas.

Por tanto, se capturan de manera adecuada los datos experimentales para ambos recubrimientos y se puede utilizar esta herramienta como base para la validación de los modelos desarrollados, siguiendo la metodología propuesta en la fig. 4.4.

## 4.7 Validación de los modelos desarrollados: Modelo 4º Orden, Modelo 1º Orden y Modelo Simplificado

En este apartado se procede a la validación de los modelos desarrollados en el capítulo anterior: Modelo de 4º Orden (ec. 3.39), Modelo de 1º Orden (ec. 3.65) y Modelo Simplificado (ec. 3.71).

Para ello, se sigue la metodología presentada en la fig. 4.4 de modo que el primer paso será la obtención de los coeficientes equivalentes de transmisión de calor para los modelos analíticos.

### 4.7.1 Coeficientes de transmisión de calor globales

Para obtener la correlación para los distintos puntos de operación, se aplica el Modelo 1D en el siguiente rango:

- Velocidad de aire entre 0-10 m/s.
- Temperatura en pared del colector entre 75-450 °C.
- Para cada uno de los modos de operación (CERMET con vacío, CERMET sin vacío, Black-Chrome con vacío y Black-Chrome sin vacío).

De este modo se obtiene la pérdida de calor al exterior en función de la temperatura en pared y la velocidad del viento para cada uno de los modos de operación. Igualando dichas pérdidas (a través de la ec. 4.11) al coeficiente de transmisión exterior ( $U_{ext}$ ) y aplicando la ec. 4.10 para obtener  $\epsilon_{ext}$  y  $h_{ext}$ , se llega a las expresiones de la tabla 4.15.

Tipo de operación	Vel. Viento	Coefficientes de transferencia de calor
<b>CERMET Colector en vacío</b>	0	$h_{ext} = 0$ $\epsilon_{ext} = 2,44 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{ro} - 273,15) + 0,0822$
	>0	$h_{ext} = 0$ $\epsilon_{ext} = 1,69 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{ext}^{0,0395} \cdot (T_{ro} - 273,15) + \frac{1}{11,72 + 3,45 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{ext}}$
<b>CERMET Colector sin vacío</b>	0	$h_{ext} = 3,65$ $\epsilon_{ext} = 1,97 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{ro} - 273,15) + 0,0859$
	>0	$h_{ext} = 2,34 \cdot Re_{ext}^{0,0646}$ $\epsilon_{ext} = (4,88 \cdot 10^{-10} \cdot Re_{ext} + 2,13 \cdot 10^{-4}) \cdot (T_{ro} - 273,15) + \frac{1}{-36 - 1,29 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{ext}} + 0,0962$
<b>Black Chrome Colector en vacío</b>	0	$h_{ext} = 0$ $\epsilon_{ext} = 4,66 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{ro} - 273,15) + 0,0903$
	>0	$h_{ext} = 0$ $\epsilon_{ext} = 2,53 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{ext}^{0,0614} \cdot (T_{ro} - 273,15) + \frac{1}{9,92 + 1,5 \cdot 10^{-5} \cdot Re_{ext}}$
<b>Black Chrome Colector sin vacío</b>	0	$h_{ext} = 3,6$ $\epsilon_{ext} = 3,58 \cdot 10^{-4} \cdot (T_{ro} - 273,15) + 0,115$
	>0	$h_{ext} = 2,77 \cdot Re_{ext}^{0,043}$ $\epsilon_{ext} = (4,33 \cdot 10^{-10} \cdot Re_{ext} + 3,46 \cdot 10^{-4}) \cdot (T_{ro} - 273,15) + \frac{1}{-20,5 - 6,32 \cdot 10^{-4} \cdot Re_{ext}} + 0,149$

Tabla 4.15. Coeficientes de transmisión de calor para los distintos tipos de operación

Donde  $Re_{ext}$  es el número de Reynolds a condiciones ambientales y los coeficientes de transmisión de calor por convección se expresan en unidades de  $W/(m^2 \cdot K)$ .

Se pueden destacar los siguientes aspectos acerca de dichos coeficientes de transmisión:

- El coeficiente convectivo para los casos de vacío se puede considerar nulo.
- La velocidad del viento influye tanto en el término convectivo como en el de transmisión por radiación, ya que se obtiene por combinación de varias resistencias en serie y paralelo.

Esta metodología permite el disponer de un modelo de trabajo para todo el rango de operación y la extrapolación a otros puntos, siempre que se tenga en cuenta al desarrollar las correlaciones.

En el caso de tubo desnudo se aplicarán las correlaciones consideradas para transmisión de calor exterior (ec. 4.40-41, ec. 4.44 y ec. 4.46-47). Pero, en este caso, se aplicarán al diámetro exterior del tubo, en vez del diámetro exterior del vidrio.

### 4.7.2 Casos con recubrimiento selectivo CERMET

En la fig.4.36 se observa cómo los resultados obtenidos por los tres modelos se encuentran en el rango de incertidumbre de las propias mediciones experimentales.

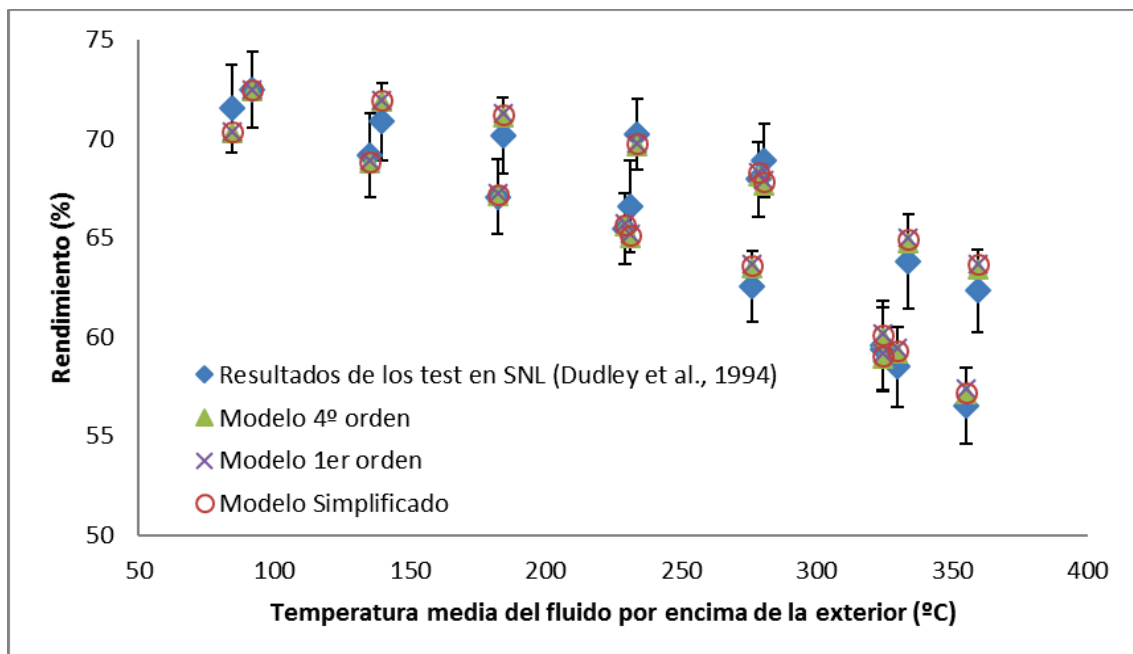


Fig. 4.36. Resultados del rendimiento total (%) para los modelos: Modelo de 4º Orden, Modelo de 1º orden y Modelo Simplificado comparados con los obtenidos en las mediciones experimentales [2] para los casos de recubrimiento selectivo CERMET

En la tabla 4.16 se dan los resultados obtenidos por los distintos modelos, comparados con los que se obtuvieron para el Modelo 1D. Se puede observar que los resultados obtenidos por los distintos modelos se encuentran en el rango de  $\pm 0,3\%$  con respecto a los del Modelo 1D. Dichas aproximaciones se podrán considerar válidas o no en función del objetivo.

<b>Recubrimiento selectivo CERMET y colector en vacío</b>				
<b>T<sup>a</sup> fluido-T<sup>a</sup> ext (°C)</b>	<b>Modelo 1D</b>	<b>Modelo 4<sup>o</sup> Orden</b>	<b>Modelo 1<sup>er</sup> Orden</b>	<b>Modelo Simplificado</b>
91,90	72,49	72,44	72,53	72,52
139,75	71,93	71,88	71,99	71,99
184,20	71,19	71,14	71,28	71,27
233,85	69,67	69,63	69,80	69,79
278,55	68,32	68,12	68,34	68,32
280,60	67,72	67,69	67,90	67,88
333,85	64,75	64,73	65,01	64,96
359,25	63,44	63,42	63,72	63,66

<b>Recubrimiento selectivo CERMET y colector sin vacío</b>				
<b>T<sup>a</sup> fluido-T<sup>a</sup> ext (°C)</b>	<b>Modelo 1D</b>	<b>Modelo 4<sup>o</sup> Orden</b>	<b>Modelo 1<sup>er</sup> Orden</b>	<b>Modelo Simplificado</b>
84,30	70,55	70,32	70,40	70,38
135,40	69,05	68,81	68,91	68,88
182,30	67,35	67,12	67,24	67,20
229,25	65,92	65,59	65,74	65,69
231,10	65,27	65,05	65,20	65,14
276,30	63,78	63,47	63,67	63,60
324,30	59,11	58,93	59,16	59,03
324,45	60,37	59,97	60,20	60,08
329,65	59,47	59,20	59,44	59,31
355,15	57,30	57,11	57,37	57,22

Tabla 4.16. Resultados del rendimiento total (%) para los modelos: Modelo de 4<sup>o</sup> Orden, Modelo de 1<sup>er</sup> orden y Modelo Simplificado comparados con los obtenidos por el Modelo 1D para los casos de recubrimiento selectivo CERMET

### 4.7.3 Casos con recubrimiento selectivo Black-Chrome

Si se realiza la misma comparativa que en el caso anterior se obtiene la fig. 4.37.

Por otro lado, en la tabla 4.17 se dan los resultados numéricos obtenidos por los distintos modelos, comparados con los que se obtuvieron para el Modelo 1D.

Se observa que dichos resultados se encuentran en el rango de  $\pm 0,5\%$  para todos los modelos frente a los obtenidos con el Modelo 1D, salvo para uno de los casos, para el que el resultado del Modelo de 1<sup>er</sup> Orden presenta un error del 0,7%. En puntos a altas temperaturas y debido a que el recubrimiento Black-Chrome tiene una emisividad más alta que la del recubrimiento CERMET, comienzan a separarse los resultados obtenidos para el Modelo de 1<sup>er</sup> orden y el Modelo Simplificado.



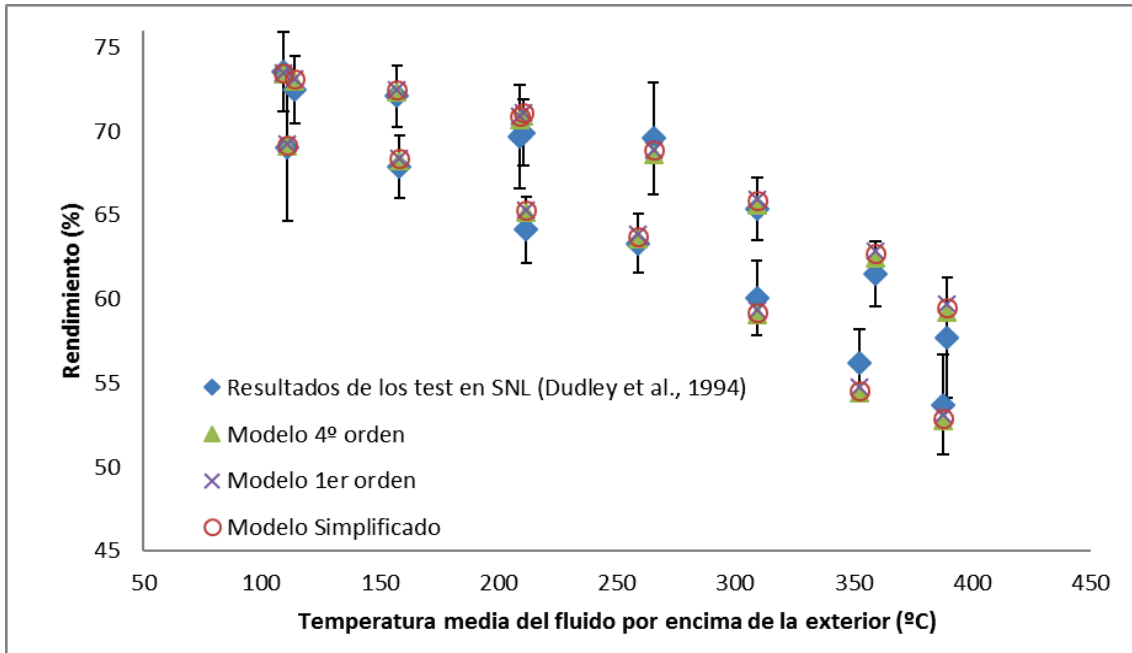


Fig. 4.37. Resultados del rendimiento total (%) para los modelos: Modelo de 4º Orden, Modelo de 1º orden y Modelo Simplificado comparados con los obtenidos en las mediciones experimentales [2] para los casos de recubrimiento selectivo Black-Chrome

Recubrimiento selectivo Black-Chrome y colector en vacío				
Tª fluido-Tª ext (°C)	Modelo 1D	Modelo 4º Orden	Modelo 1º Orden	Modelo Simplificado
109,20	73,24	73,41	73,50	73,49
114,00	73,16	73,00	73,12	73,11
157,25	72,43	72,31	72,48	72,47
208,90	70,77	70,71	70,93	70,91
210,55	70,99	70,93	71,14	71,12
265,40	68,62	68,64	68,92	68,88
309,25	65,46	65,56	65,93	65,85
359,15	62,39	62,41	62,85	62,72
389,40	58,97	59,19	59,69	59,50

Recubrimiento selectivo Black-Chrome y colector sin vacío				
Tª fluido-Tª ext (°C)	Modelo 1D	Modelo 4º Orden	Modelo 1º Orden	Modelo Simplificado
110,90	69,35	69,11	69,24	69,21
158,20	68,64	68,28	68,42	68,39
211,70	65,48	65,14	65,33	65,27
258,95	64,13	63,61	63,84	63,76
309,10	59,46	59,05	59,34	59,20
352,35	54,81	54,41	54,77	54,54

Tabla 4.17. Resultados del rendimiento total (%) para los modelos: Modelo de 4º Orden, Modelo de 1º orden y Modelo Simplificado comparados con los obtenidos por el Modelo 1D para los casos de recubrimiento selectivo Black Chrome

## 4.8 Conclusiones

En este capítulo se ha realizado la validación de los modelos presentados en el capítulo 3 de esta tesis. Para ello se ha recurrido a los resultados experimentales llevados a cabo en los años 90 en las instalaciones de Sandia [2] sobre el CCP LS-2. De cara a dicha validación se han revisado todas las correlaciones de los distintos mecanismos de transmisión de calor, utilizadas en los distintos modelos desarrollados por otros autores.

Debido a que parte de los resultados no se capturaban de manera adecuada por los autores que habían validado sus modelos frente a estos experimentos, se plantea la realización de simulaciones CFD de cara al desarrollo de correlaciones más precisas para el rango de trabajo de los experimentos. Las conclusiones más interesantes son las siguientes:

- Para la transmisión de calor en el exterior del vidrio se tienen en cuenta dos aspectos no considerados hasta ahora por el resto de los autores que validaron sus modelos con estos experimentos. Estos aspectos son:
  - La parábola tiene un efecto determinante sobre el viento alrededor del tubo.
  - El perfil de vientos en el contacto con la superficie del suelo hace que la velocidad del viento a la altura del tubo absorbedor sea algo inferior que la medida a una altura de 10 m (lugar dónde se sitúa el medidor de velocidad).
- Debido a que el interior del tubo es un conducto de sección anular y no circular, las correlaciones utilizadas hasta el momento tendían a subestimar la transmisión de calor.
- La convección de calor en la región anular entre el tubo del absorbedor y el de vidrio se puede considerar constante en el rango de trabajo, para los casos de pérdida de vacío en el receptor. Esto se diferencia de las correlaciones utilizadas hasta la fecha, que se basan en la suposición de temperaturas uniformes en ambas superficies.

Estas nuevas correlaciones más precisas se introducen en un nuevo modelo unidimensional (Modelo 1D) desarrollado para esta tesis. Este modelo, calcula el rendimiento térmico del colector estableciendo el balance energético en varios nodos a lo largo de su longitud, aplicando las correlaciones desarrolladas.

La aplicación de este modelo permite obtener algunas conclusiones adicionales:

- Los modelos unidimensionales, basados en las hipótesis ya indicadas, son capaces de predecir el rendimiento de un CCP con una precisión que se encuentra dentro del grado de incertidumbre de las mediciones.
- Los cálculos de tubo desnudo se aproximan con un error cuadrático medio del 3,8%, que es bastante más reducido que el obtenido por el resto de los autores hasta la fecha. La aplicación de coeficientes multiplicadores para la convección exterior, utilizados por otros autores para mejorar sus aproximaciones, cobra ahora sentido físico, correspondiéndose con los perfiles de velocidad en la superficie terrestre y el efecto generado por la parábola.
- La emisividad del recubrimiento selectivo del tubo en la planta real tiene un grado de incertidumbre con respecto a lo medido en laboratorio, tal y como se plantea en [2]. Se realiza un análisis de sensibilidad para este parámetro, de tal modo que se identifica que los valores que más aproximan los resultados son aquellos que se corresponden con los más altos de dicho rango de incertidumbre. Esto es congruente con el hecho de que el trabajo a altas temperaturas suele suponer la degradación parcial del recubrimiento selectivo.
- El análisis de sensibilidad realizado para las temperaturas de intercambio por radiación desde el vidrio exterior o el calor absorbido por el vidrio exterior revela que se trata de fenómenos que introducen un rango de error reducido.

De cara a la aplicación de los modelos desarrollados en el capítulo 3: Modelo de 4º Orden (ec. 3.39), Modelo de 1<sup>er</sup> Orden (ec. 3.65) y Modelo Simplificado (ec. 3.71); se desarrolla una metodología para la adaptación de dichos modelos a la simulación de un colector real, que consiste en:

- Aplicar un modelo unidimensional para calcular la transmisión de calor hacia el exterior para cada temperatura del colector y velocidad de viento exterior.
- Obtener una correlación de los coeficientes globales de transmisión de calor equivalentes ( $\mathcal{E}_{ext}$  y  $h_{ext}$ ).

Esta metodología permite disponer de un modelo de trabajo para todo el rango de operación y la extrapolación a otros puntos de operación, siempre que se tenga en cuenta al desarrollar las correlaciones. También se pueden obtener mediante experimentación pero en este caso no sería necesario realizar amplias baterías de experimentos sobre el colector irradiado, sino que bastaría con obtener la transmisión de calor al exterior con el fluido a varias temperaturas, sin irradiarlo. La extrapolación de la metodología a otras situaciones o tecnologías sería directa con pequeños cambios.

Una vez adaptados los modelos se verifica que los resultados obtenidos se encuentran dentro del rango de incertidumbre de los experimentos y replican las tendencias experimentales. Los errores con respecto al modelo unidimensional son reducidos y tan sólo en el caso del Modelo Simplificado existe algún punto en el que comenzaría a no ser adecuada su aplicación. Por tanto, se valida la aplicación de dichos modelos a casos reales de CCP. Esto permitirá el poder enfocar diseños térmicos óptimos sin necesidad de ensayos.

En el capítulo siguiente se hará uso de dichos modelos y la metodología desarrollada para su aplicación a una planta real.

## Apéndice 4.1. Descripción del fluido Syltherm 800

En la tabla 4.18 se dan valores de las propiedades termo-físicas del aceite Syltherm 800 en función de la temperatura.

Tª (°C)	Calor específico (kJ/(kg·K))	Densidad (kg/m³)	Conductividad térmica (W/(m·K))	Viscosidad (mPa·s)
-40	1,506	990,61	0,1463	51,05
0	1,574	953,16	0,1388	15,33
40	1,643	917,07	0,1312	7,00
80	1,711	881,68	0,1237	3,86
120	1,779	846,35	0,1162	2,36
160	1,847	810,45	0,1087	1,54
200	1,916	773,33	0,1012	1,05
240	1,984	734,35	0,0936	0,74
280	2,052	692,87	0,0861	0,54
320	2,121	648,24	0,0786	0,41
360	2,189	599,83	0,0711	0,31
400	2,257	547,00	0,0635	0,26

Tabla 4.18. Propiedades termo-físicas del fluido Syltherm 800 para líquido en condiciones de saturación

De esta tabla se pueden extraer expresiones para dichas propiedades, que coinciden con las propuestas por Dudley [2] en el modelo desarrollado.

La densidad vendrá dada en función de la temperatura por la ec. 4.57.

$$\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right] = 954 - 0,919 \cdot (T_f - 273,15) + 4,25e - 4 \cdot (T_f - 273,15)^2 - 1,67e - 6 \cdot (T_f - 273,15)^3 \quad \text{Ec. 4.57}$$

El calor específico a presión constante vendría dado por la ec. 4.58.

$$c_p \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right] = 1,575 + 1,708 \cdot (T_f - 273,15) \quad \text{Ec. 4.58}$$

Para el caso de la viscosidad, vendría dada por la ec. 4.59.

$$\mu [Pa \cdot s] = 2,385 \cdot (T_f - 273,15)^{-1,491} \quad \text{Ec. 4.59}$$

La conductividad del fluido se podría expresar según la ec. 4.60.

$$k \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] = 0,1388 - 0,000188 \cdot (T_f - 273,15) \quad \text{Ec. 4.60}$$

## APENDICE 4.2: Casos con recubrimiento CERMET y tubo desnudo. Curvas a distintas velocidades

Se representan los resultados obtenidos también para distintas velocidades de cara a observar si el modelo captura las tendencias de manera adecuada (fig. 4.38-46).

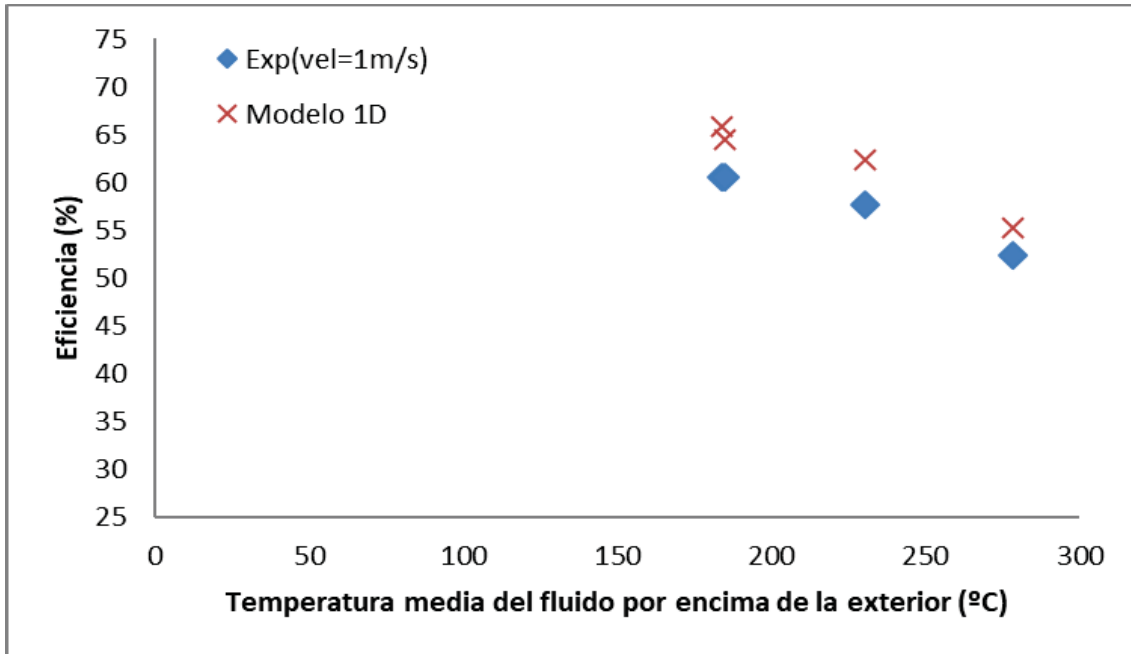


Fig. 4.38. Comparación del rendimiento total (%) en función de la diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 1 m/s

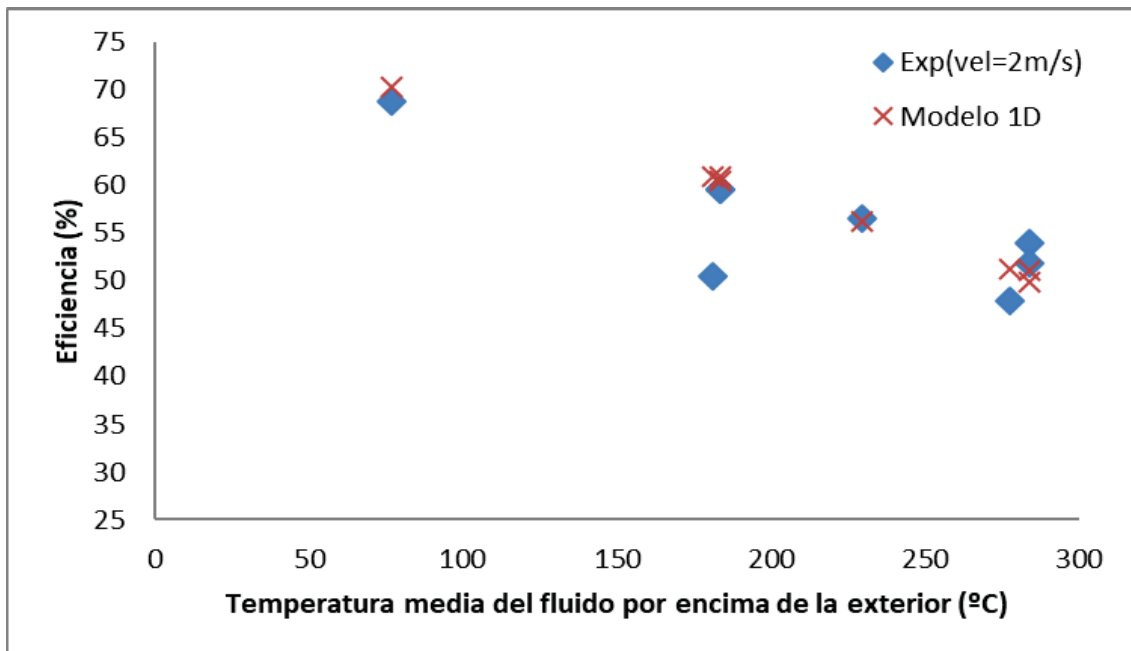


Fig. 4.39 Comparación del rendimiento total (%) en función de la diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 2 m/s

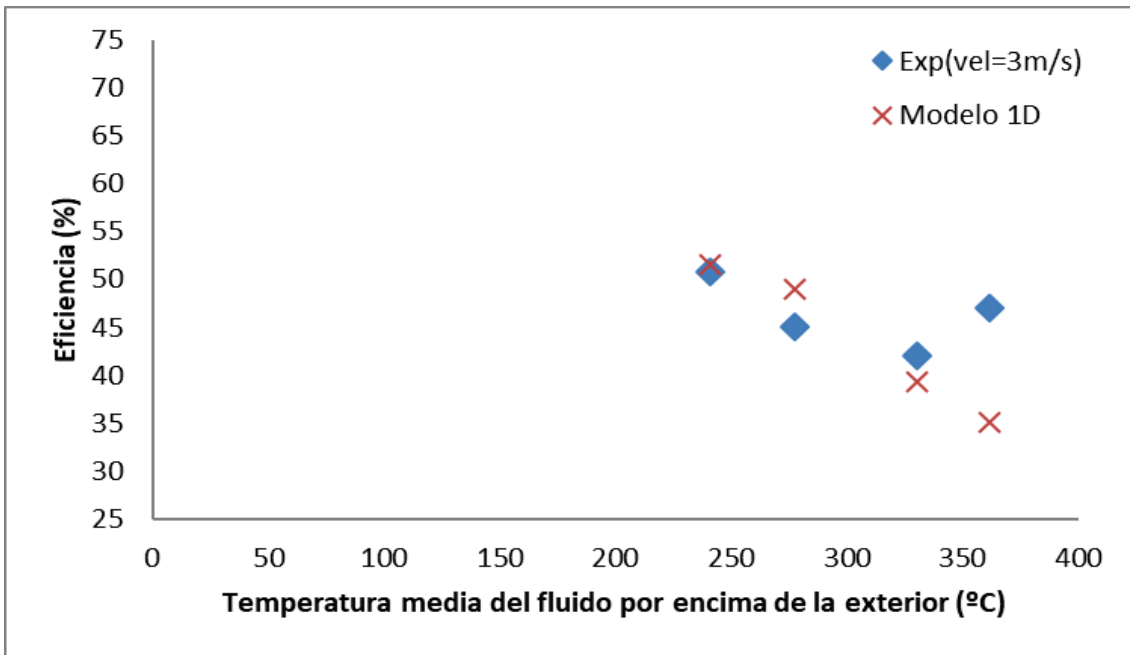


Fig. 4.40. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 3 m/s

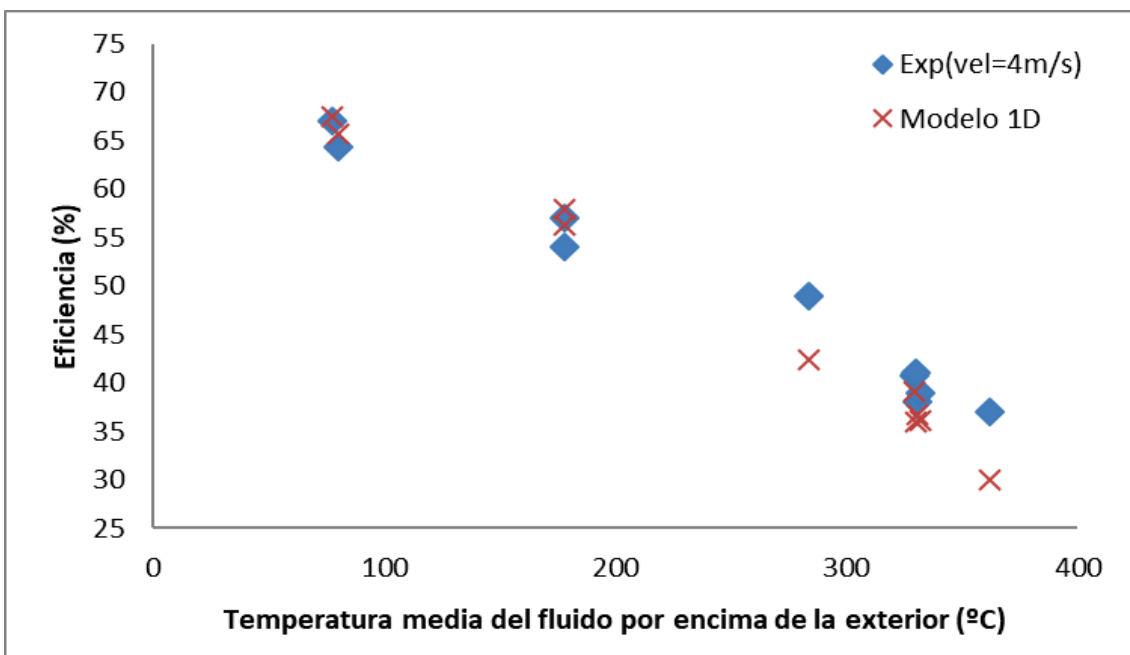


Fig. 4.41. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 4 m/s

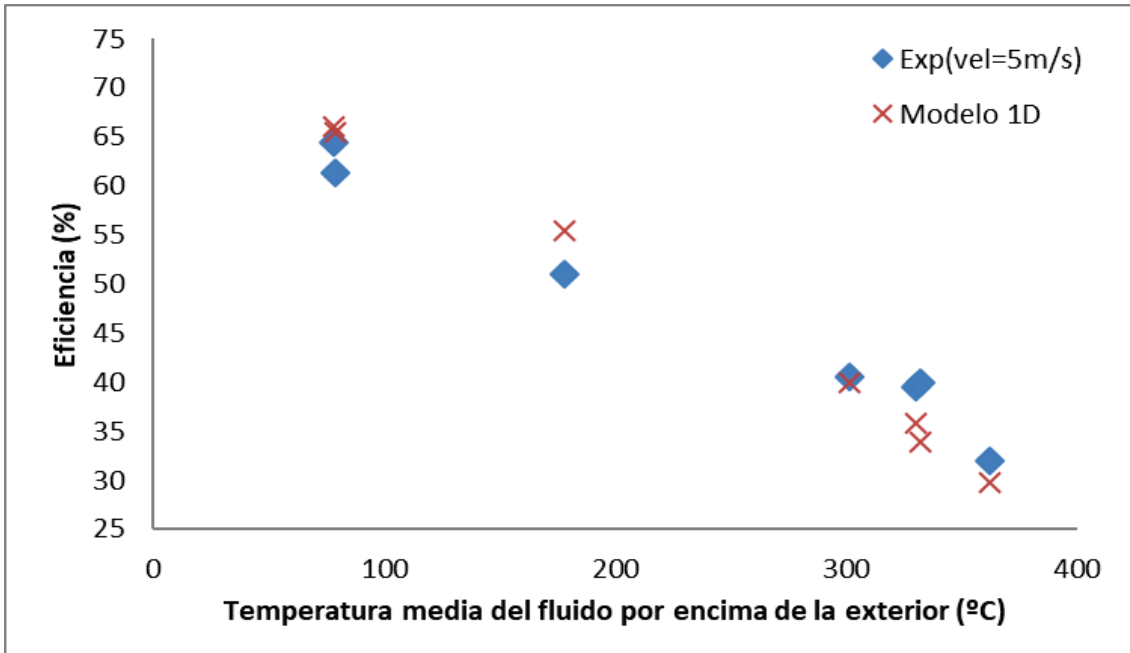


Fig. 4.42. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 5 m/s

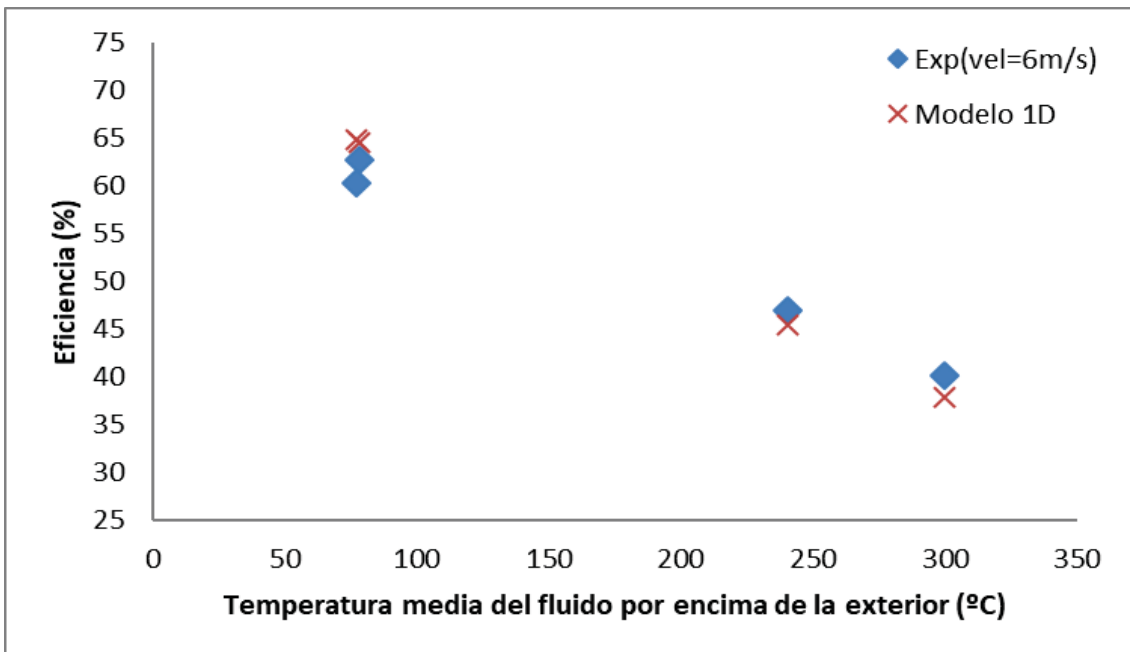


Fig. 4.43. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 6 m/s

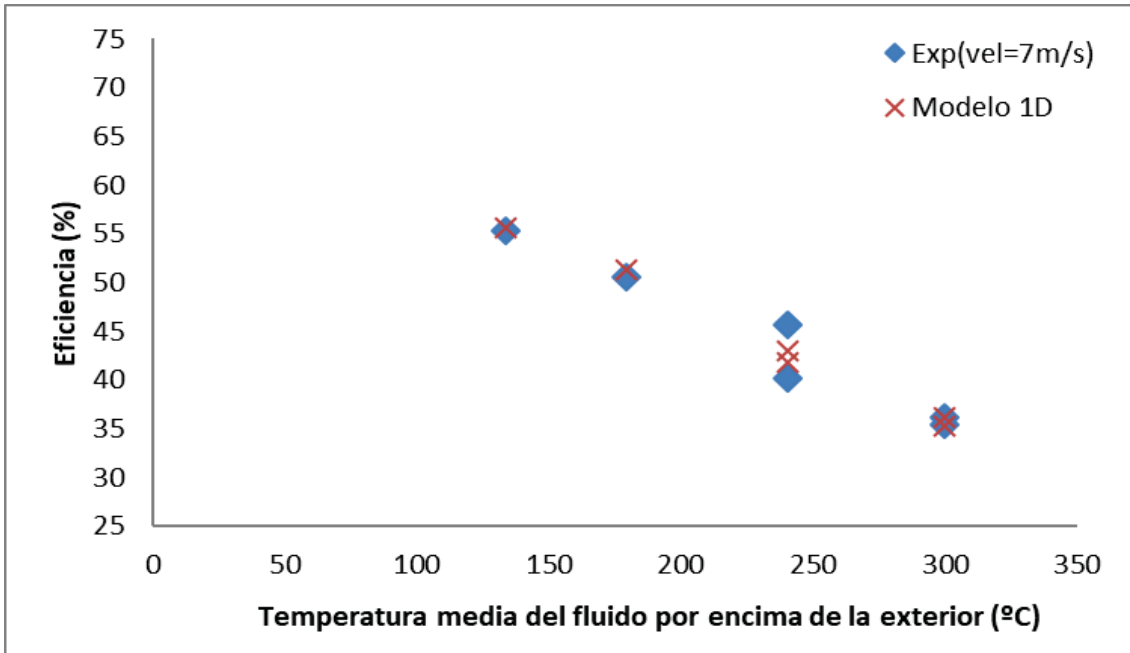


Fig. 4.44. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 7 m/s

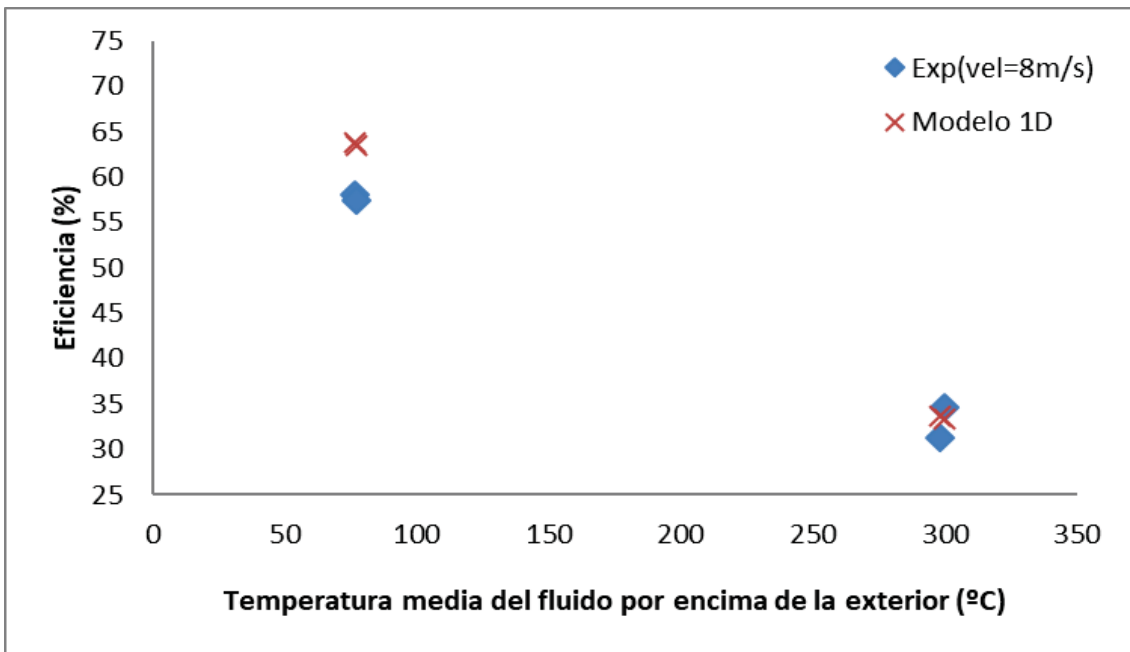


Fig. 4.45. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 8 m/s



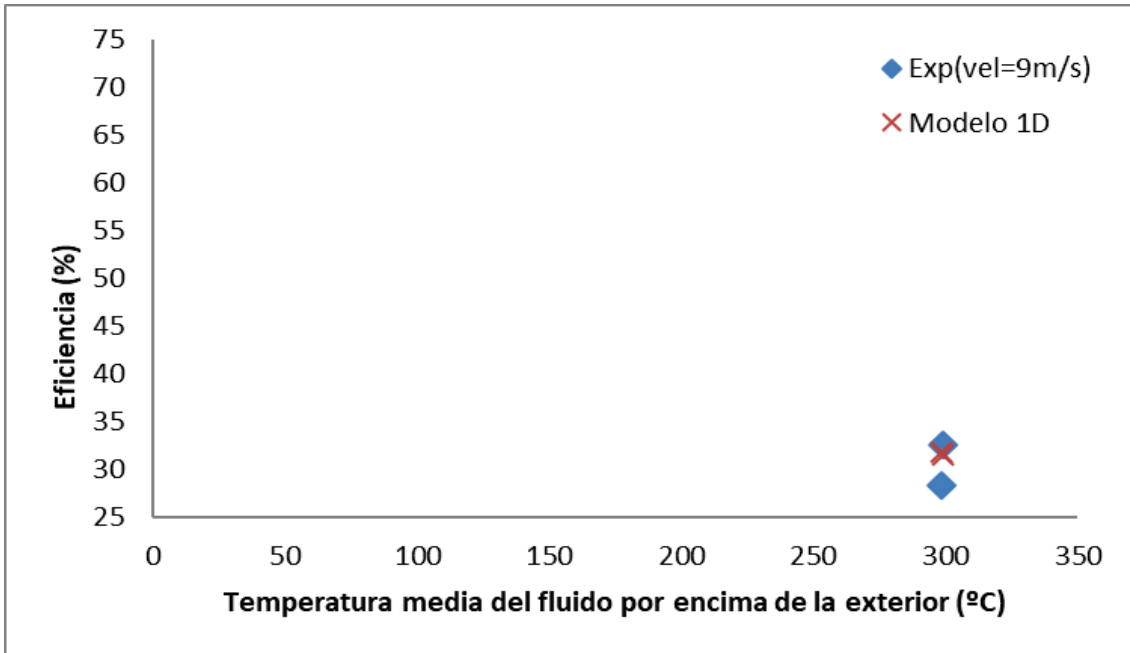


Fig. 4.46. Comparación del rendimiento total (%) en función del a diferencia de temperaturas, para los casos de velocidad de aire aproximadamente igual a 9 m/s

Tan sólo es reseñable que el modelo infraestima las pérdidas de calor en el caso de velocidades igual a 1 m/s. El modelo se desarrolló para velocidades hasta 1 m/s y debido al perfil de velocidades en suelo, en estos casos la velocidad será inferior a 1 m/s a la altura del receptor. Por tanto, se encuentra fuera del rango de desarrollo de la correlación, por lo que puede estar afectado por un mayor error. En esta situación el mecanismo de transmisión de calor es mixto entre convección natural y forzada, por lo que probablemente se pudiese ajustar más el modelo.

## Bibliografía capítulo 4

- [1] R. Forristall. "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver" Report No. NREL/TP-550-34169, NREL, CO. USA.
- [2] V.E. Dudley, G.J. Kolb, A.R. Mahoney, T.R. Mancini, C.W. Matthews, M. Sloan, D. Kearney, "Test results: SEGS LS-2 solar collector, Report of Sandia National Laboratories" (SANDIA-94-1884), 1994.
- [3] María José Montes Pita. Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero. Tesis doctoral en la Universidad Politécnica de Madrid (2008).
- [4] S. A. Kalogirou, A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*, 48 (2012) 298-306.
- [5] Ibrahim Halil Yilmaz, Mehmet Sait Soylemez. Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector. *Energy Conversion and Management* 2014, 88: 768-784.
- [6] Ricardo Vasquez Padilla, Gokmen Demirkaya, D. Yogi Goswami, Elias Stefanakos, Muhammad M. Rahman. "Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver". *Applied Energy*, 229 volumen 88, 2011, pages 5097-5110.
- [7] A.A. Hachicha, I. Rodríguez, R. Capdevila, A. Oliva. Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector. *Applied Energy* 111 (2013) 581-592.
- [8] García-Valladares O, Velazquez N. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. *Int J Heat Mass Trans* 2009; 52(3-4):597-609.
- [9] Y.B. Tao, Y.L. He. Numerical study on coupled fluid flow and heat transfer process in parabolic trough solar collector tube. *Solar Energy* 84 (2010) 1863-1872.
- [10] A. Heimsath et al., 2014a, "Linear Fresnel collector receiver: heat loss and temperatures". *Energy Procedia* 49, pp. 386-397.
- [11] C.J. Dey, 2004, "Heat transfer aspects in an elevated linear absorber". *Solar Energy* Vol. 76, pp.243-249.
- [12] J.D. Pye, 2008, "System Modelling of the Compact Linear Fresnel Reflector", Ph.D. Thesis, University of New South Wales, Sydney, Australia.
- [13] D. J. Reynolds et al., 2004, "An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber". *Solar Energy* Vol. 76, pp.229-234.
- [14] P.L. Singh et al., 2010a, "Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector". *Energy Conversion and Management* 51, pp. 329-337.
- [15] M.J. Montes et al., 2012, "Proposal of a fluid flow layout to improve the heat transfer in the active absorber surface of solar central cavity receivers". *Applied Thermal Engineering* Vol. 35, pp.220-232.
- [16] X. Li, W. Kong, Z. Wang, Ch. Chang, F. Bai. Thermal Model and Thermodynamic Performance of Molten Salt Cavity Receiver. *Renew. Energy*, 2010; vol. 35, pp. 981-988.
- [17] ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS Copyright 2009.
- [18] Eduardo Zarza. Generación directa de vapor con colectores solares cilindro-parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS). Tesis doctoral Universidad de Sevilla, 2003.

- [19] Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review. *Solar Energy* 85 (2011) 891–910.
- [20] ERCOFTAC (European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion Database). Base de datos para casos de validación de herramientas CFD. <<http://cfd.mace.manchester.ac.uk/ercoftac/>>.
- [21] Naeeni N, Yaghoubi M. Analysis of wind flow around a parabolic collector (1) fluid flow. *Renew Energy* 2007; 32(11):1898–916.
- [22] Naeeni N, Yaghoubi M. Analysis of wind flow around a parabolic collector (2) heat transfer from receiver tube. *Renew Energy* 2007; 32 (8):1259–72.
- [23] A.A. Hachicha, I. Rodríguez, A. Oliva. Wind speed effect on the flow field and heat transfer around a parabolic trough solar collector. *Applied Energy* 130 (2014) 200–211.
- [24] J. Paetzold, S. Cochard, D. F. Fletcher, A. Vassal. Wind engineering analysis of parabolic trough collectors to optimize wind loads and heat loss. *Energy Procedia* 69 (2015) 168 – 177.
- [25] D. H. Lobón, L. Valenzuela, E. Baglietto. Modeling the dynamics of the multiphase fluid in the parabolic-trough solar steam generating systems. *Energy Conversion and Management* 78 (2014) 393–404.
- [26] J. Muñoz, A. Abánades. Analysis of internal helically finned tubes for parabolic trough design by CFD tools. *Applied Energy* 88 (2011) 4139–4149.
- [27] E. Bellos, C. Tzivanidis, D. Tsimpoukis. Thermal enhancement of parabolic trough collector with internally finned absorbers. *Solar Energy* 157 (2017) 514–531.
- [28] Gong Xiangtao, Wang Fuqiang, Wang Haiyan, Tan Jianyu, Lai Qingzhi, Han Huaizhi. Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting. *Solar Energy* 144 (2017) 185–202.
- [29] Zhiyong Wu, Shidong Li, Guofeng Yuan, Dongqiang Lei, Zhifeng Wang. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics of parabolic trough receiver. *Applied Energy* 113 (2014) 902–911.
- [30] Wang Fuqiang, Tang Zhexiang, Gong Xiangtao, Tan Jianyu, Han Huaizhi, Li Bingxi. Heat transfer performance enhancement and thermal strain restrain of tube receiver for parabolic trough solar collector by using asymmetric outward convex corrugated tube. *Energy* 114 (2016) 275-292.
- [31] E. Guadamud, A. Oliva, O. Lehmkuhl, I. Rodriguez and I. González. Thermal analysis of a receiver for Linear Fresnel reflectors. *Energy Procedia* 69 (2015) 405 – 414.
- [32] Yanhua Lai, TaoWu, Shuping Che, Zhen Dong, andMingxin Lyu. Thermal Performance Prediction of a Trapezoidal Cavity Absorber for a Linear Fresnel Reflector *Advances in Mechanical Engineering*, Volume 2013, Article ID 615742, 7 pages.
- [33] Birgit Gobereit, Lars Amsbeck, Reiner Buck, Robert Pitz-Paal, Marc Röger, Hans Müller-Steinhagen. Assessment of a falling solid particle receiver with numerical simulation. *Solar Energy* 84 (2010) 263–270.
- [34] Kibum Kim, Samir F. Moujaes, Gregory J. Kolb. Experimental and simulation study on wind affecting particle flow in a solar receiver. *Solar Energy* 84 (2010) 263–270.
- [35] Li Zhang, Jiabin Fang, Jinjia Wei, Guidong Yang. Numerical investigation on the thermal performance of molten salt cavity receivers with different structures. Article in press *Applied Energy*.

- [36] Jongkyu Kim, Jin-Soo Kim, Wesley Stein. Simplified heat loss model for central tower solar receiver. *Solar Energy* 116 (2015) 314–322.
- [37] A.J. Chapman, 1984, “Heat Transfer” (4<sup>th</sup> edition). Ed. Prentice Hall. ISBN: 978-0023214707. New York, USA.
- [38] V. Gnielinski, 1976, “New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe Flow and Channel Flow”. *International Chemical Engineering*, vol. 16, pp. 359-368.
- [39] B.S. Petukhov, 1970, “Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties”. In T.F. Irvine and J.P. Hartnett eds., *Advances in Heat Transfer*, vol. 6, pp. 504–564. Academic Press, New York, USA.
- [40] G.D. Raithby and K.G.T. Hollands, 1975, “A General Method of Obtaining Approximate Solutions to laminar and Turbulent Free Convection Problems”. In T.F. Irvine and J.P. Hartnett eds., *Advances in Heat Transfer*, vol. 11, pp. 265-315. Academic Press, New York, USA.
- [41] J.A. Duffie, W.A. Beckman. “Solar Engineering of Thermal Processes”, second ed., Wiley Interscience, New York, 1991.
- [42] S.W. Churchill and H.H.S. Chu, 1975, “Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18, pp. 1049.
- [43] F.P. Incropera, 2006, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer” (5<sup>a</sup> edition). Ed. John Wiley.
- [44] J. S. Touma. Dependence of the Wind Profile Power Law on Stability for Various Locations. *Journal of the Air Pollution Control Association*, 1977, 27:9, 863-866.

## Lista de símbolos del capítulo 4

### Acrónimos

AZTRAK	Azimutal TRAcKing (instalaciones de los laboratorios de SANDIA)
CCP	Colectores Cilindro-parabólicos
CFD	Computational Fluid Dynamics (fluidodinámica computacional)
CLF	Colectores Lineales Fresnel
CTC	Colectores de Torre Central
DES	Detached Eddy Simulation (simulación con modelos de turbulencia separados)
DISS	Proyecto Direct Solar Steam
DNI	Direct Normal Irradiance (radiación solar directa (W/m <sup>2</sup> ))
ERCOFTAC	European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion Database
GDV	Generación Directa de Vapor
HCE	Heat Collector Element (elemento colector de calor)
HTF	Heat Transfer Fluid (fluido de transferencia de calor)
LES	Large Eddy Simulation (simulación de escalas turbulentas grandes)
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes (Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas)
RMS	Residual Mean Square (residuo cuadrático medio)
SST	Shear Stress Transport (modelo de transporte de esfuerzo cortante)

### Símbolos latinos

$A$	clase de estabilidad muy inestable según la clasificación de Pasquill y Gilford [44]
$A_{cs, b}$	sección transversal de la conexión de los brazos con el tubo absorbedor (1,613e-4 m <sup>2</sup> )
$A_{gi}$	área de la superficie interior del vidrio (m <sup>2</sup> )
$A_{ro}$	área de la superficie exterior del tubo receptor (m <sup>2</sup> )
$a$	apertura del colector (m)/ factor de acomodación (-)
$B$	clase de estabilidad moderadamente inestable según la clasificación de Pasquill y Gilford [44]
$b$	parámetro definido según la ec. 4.27 para el cálculo de $h_{an}$ (-)
$C$	coeficiente de la ec. 4.42 (-)/ clase de estabilidad ligeramente inestable según la clasificación de Pasquill y Gilford [44]
$C_f$	coeficiente de fricción en pared (-)
$c_p$	calor específico (J/(kg·K))
$D$	clase de estabilidad neutral según la clasificación de Pasquill y Gilford [44]
$D_{ane}$	diámetro exterior del conducto anular (m)
$D_{ani}$	diámetro interior del conducto anular (m)
$D_{gi}$	diámetro interior del vidrio (m)
$D_{go}$	diámetro exterior del vidrio (m)
$D_h$	diámetro hidráulico (m)
$D_l$	diámetro laminar equivalente (m)
$D_{ri}$	diámetro interior del receptor (m)
$D_{ro}$	diámetro exterior del receptor (m)
$E$	clase de estabilidad ligeramente estable según la clasificación de Pasquill y Gilford [44]

$F$	clase de estabilidad moderadamente estable según la clasificación de Pasquill y Gilford [44]
$F_{rg}$	factor de visión entre la superficie del receptor y la del vidrio (-)
$f$	distancia focal (m)
$G$	clase de estabilidad muy estable según la clasificación de Pasquill y Gilford [44]
$g$	aceleración de la gravedad en la Tierra ( $m/s^2$ )
$h$	entalpía específica (J/Kg)
$h_{ac}$	coeficiente de transmisión de calor por convección en el espacio anular ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$h_{ar}$	coeficiente de transmisión de calor por radiación en el espacio anular ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$\overline{h_b}$	coeficiente de transmisión de calor por convección medio hacia el exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$h_{ec}$	coeficiente de transmisión de calor por convección en el exterior del vidrio ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$h_f$	entalpía específica del HTF (J/kg)
$h_{fe}$	entalpía específica del HTF a la entrada del receptor (J/kg)
$h_{fs}$	entalpía específica del HTF a la salida del receptor (J/kg)
$h_{int}$	coeficiente de transferencia de calor convectivo hacia el HTF ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$h_{ext}$	coeficiente de transferencia de calor convectivo equivalente hacia el exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$h_{ref}$	entalpía específica del HTF a las condiciones de referencia (J/kg)
$h_{tot}$	entalpía específica total (J/Kg)
$I$	matriz identidad (-)
$Kn$	número de Knudsen (-)
$k$	conductividad del fluido ( $W/(m \cdot K)$ ) / Energía cinética turbulenta ( $m^2/s^2$ )
$k_{an}$	conductividad del gas del espacio anular ( $W/(m \cdot K)$ )
$k_b$	conducción del material del brazo soporte ( $W/(m \cdot K)$ )
$k_{eff}$	conductividad efectiva del gas anular ( $W/(m \cdot K)$ )
$k_{ext}$	conductividad en condiciones exteriores ( $W/(m \cdot K)$ )
$k_f$	conductividad del HTF ( $W/(m \cdot K)$ )
$k_g$	conductividad del vidrio ( $W/(m \cdot K)$ )
$k_{rec}$	conductividad del tubo del receptor ( $W/(m \cdot K)$ )
$k_{std}$	conductividad del gas anular en condiciones de temperatura y presión estándar ( $W/(m \cdot K)$ )
$L$	longitud del receptor (m)
$L_{an}$	longitud característica de transmisión en la región anular (m)
$L_c$	dimensión característica del sistema (m)
$m$	exponente de la ec. 4.42 (-)
$\dot{m}$	flujo másico del HTF (kg/s)
$Nu$	número de Nusselt en condiciones del fluido (-)
$Nu_{CFD}$	número de Nusselt según los cálculos CFD (-)
$Nu_{DB}$	número de Nusselt según la correlación de Dittus Boelter (-)
$Nu_{D_{go}}$	número de Nusselt en función del diámetro exterior del vidrio (-)
$Nu_{D_{ri}}$	número de Nusselt en función del diámetro interior del receptor (-)
$Nu_G$	número de Nusselt según la correlación de Gnielinski (-)
$Nu_p$	número de Nusselt según la correlación de Petukhov (-)

$n$	número de soportes del colector (-) / exponente de la ec. 4.42 (-)
$n_{aire}$	índice refractivo del aire (-)
$n_g$	índice refractivo del vidrio (-)
$P$	presión (Pa)
$P_{an}$	presión anular (mm Hg)
$Pr_{an}$	número de Prandtl para la temperatura del espacio anular (-)
$Pr_{ext}$	número de Prandtl para la temperatura exterior (-)
$Pr_f$	número de Prandtl a la temperatura del fluido (-)
$Pr_{go}$	número de Prandtl a la temperatura de la superficie exterior del vidrio (-)
$Pr_{go/ext}$	número de Prandtl a la temperatura media entre la superficie exterior del vidrio y el exterior (-)
$Pr_{ri}$	número de Prandtl a la temperatura de la pared interior del receptor (-)
$p$	exponente del Modelo de Perfil de velocidades del aire en superficie de la Tierra según la ec. 4.45 (-)
$\dot{q}_{abs}$	flujo de radiación absorbido (W)
$\dot{q}_{abs}''$	flujo de radiación absorbido en la superficie del receptor (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}'_{ac}$	flujo de calor por convección en el espacio anular por unidad de longitud (W/m)
$\dot{q}'_{ar}$	flujo de calor por radiación en el espacio anular por unidad de longitud (W/m)
$\dot{q}''_{conv}$	flujo de calor al exterior debido a mecanismos de convección y por unidad de superficie (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}'_{ec}$	flujo de calor por convección al exterior por unidad de longitud (W/m)
$\dot{q}'_{er}$	flujo de calor por radiación al exterior por unidad de longitud (W/m)
$\dot{q}'_{gc}$	flujo de calor por conducción en el vidrio por unidad de longitud (W/m)
$\dot{q}_g$	flujo de radiación absorbido en el vidrio (W)
$\dot{q}''_{perd}$	flujo de calor de pérdidas por unidad de superficie al exterior (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}'_{perd,soportes}$	flujo de radiación perdido por conducción a través de los soportes por unidad de longitud del receptor (W/m)
$\dot{q}'_{rc}$	flujo de calor por conducción en el receptor por unidad de longitud (W/m)
$\dot{q}''_{rad}$	flujo de calor al exterior debido a mecanismos de radiación y por unidad de superficie (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}''_u$	flujo de calor útil hacia el interior del receptor por unidad de superficie (W/m <sup>2</sup> )
$R_{ac}$	resistencia térmica de convección en la región anular (m <sup>2</sup> ·K/W)
$R_{ar}$	resistencia térmica de radiación en la región anular (m <sup>2</sup> ·K/W)
$R_{con}$	resistencia térmica de conducción en el tubo receptor (m <sup>2</sup> ·K/W)
$R_{ec}$	resistencia térmica de convección en el exterior (m <sup>2</sup> ·K/W)
$R_{er}$	resistencia térmica de radiación en el exterior (m <sup>2</sup> ·K/W)
$Ra_{Dgo}$	número de Rayleigh en función del diámetro exterior del vidrio (-)
$Ra_{Lan}$	número de Rayleigh en función de la longitud característica de la región anular, según la ec. 4.31 (-)
$Ra_{Lan}^*$	número de Rayleigh en función de la longitud característica de la región anular modificado, según la ec. 4.3 (-)
$Re_{Dri}$	número de Reynolds en función del diámetro del tubo (-)

$Re_{Dgo}$	número de Reynolds en función de diámetro exterior del vidrio (-)
$Re_{ext}$	número de Reynolds a condiciones ambientales (-)
$r^*$	ratio de diámetros entre el exterior y el interior del anillo (-)
$S_E$	fuelle de energía ( $J/m^3 \cdot s$ )
$S_M$	fuelle de cantidad de movimiento ( $kg/m^2 \cdot s^2$ )
$T$	temperatura (K)
$T_{an}$	temperatura en la región anular (K)
$T_{base}$	temperatura de la zona de conexión entre los brazos y el tubo absorbedor (K)
$T_{cielo}$	temperatura del cielo (K)
$T_{ext}$	temperatura exterior (K)
$T_f$	temperatura del fluido de transferencia (K)
$T_{fe}$	temperatura del fluido de transferencia en condiciones de entrada (K)
$T_{gi}$	temperatura de la superficie interior del tubo de vidrio (K)
$T_{go}$	temperatura de la superficie exterior del tubo de vidrio (K)
$T_{rec}$	temperatura del tubo receptor (K)
$T_{ri}$	temperatura de la superficie interior del tubo receptor (K)
$T_{ro}$	temperatura de la superficie exterior del tubo receptor (K)
$t$	tiempo (s)
$U_{ext}$	coeficiente de transmisión de calor al exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$U_{rec}$	coeficiente de transmisión de calor al interior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$U_{ac}$	coeficiente global de transmisión de calor por convección en la región anular ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$U_{ar}$	coeficiente global de transmisión de calor por radiación en la región anular ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$U_{ec}$	coeficiente global de transmisión de calor por convección en el exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$U_{er}$	coeficiente global de transmisión de calor por radiación en el exterior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
$V$	vector velocidad (m/s)
$\bar{V}$	vector velocidad media (m/s)
$V_{aire}$	velocidad del aire en función de la altura sobre el suelo (m/s)
$V_{aire_{10}}$	velocidad del aire a 10 m de altura del suelo (m/s)
$v$	coordenada y del vector velocidad (m/s)
$v_{fe}$	velocidad del HTF en la entrada (m/s)
$v_{fs}$	velocidad del HTF en la salida (m/s)
$v_t$	velocidad fluctuante (m/s)
$w$	coordenada z del vector velocidad (m/s)
$z$	altura sobre el suelo (m)

### Símbolos griegos

$\alpha$	difusividad térmica ( $m^2/s$ )
$\beta$	coeficiente de expansión térmica ( $1/K$ )
$\gamma$	exponente adiabático del gas de relleno del espacio anular (-)
$\Delta T_{atm}$	incremento de la temperatura atmosférica ( $^{\circ}C/100 m$ )
$\delta$	diámetro de la molécula de gas (cm)
$\varepsilon$	disipación turbulenta ( $m^2/s^3$ )
$\varepsilon_{ext}$	emisividad equivalente exterior (-)
$\varepsilon_{gi}$	emisividad de la superficie interior del vidrio (-)
$\varepsilon_{go}$	emisividad de la superficie exterior del vidrio (-)



---

$\varepsilon_{r0}$	emisividad de la superficie exterior del receptor (-)
$\eta$	rendimiento térmico acumulado (-)
$\eta_{opt}$	rendimiento óptico (-)
$\eta_{opt, pico}, \eta_{opt, 0^\circ}$	rendimiento óptico pico (-)
$\eta_T$	rendimiento total (-)
$\theta_{aire}$	ángulo de la radiación en el aire con respecto a la normal a la superficie del vidrio ( $^\circ$ )
$\theta_g$	ángulo de la radiación en el vidrio con respecto a la normal a la superficie del vidrio ( $^\circ$ )
$\lambda$	camino libre medio molecular (cm)
$\mu$	viscosidad dinámica (kg/m·s)
$\mu_t$	viscosidad dinámica turbulenta (kg/m·s)
$\rho$	densidad (Kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_g$	reflectividad del vidrio (-)
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann (W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> ))
$\tau_g$	transmisividad del vidrio (-)
$\nu$	viscosidad cinemática (m <sup>2</sup> /s)
$\omega$	frecuencia turbulenta (1/s)

**Símbolos matemáticos**

$\nabla$	gradiente de un escalar / matriz Jacobiana de un vector
$\nabla \cdot$	divergencia
$\otimes$	producto tensorial
$(\nabla V)^T$	vector transmutado del gradiente de la velocidad

## 5 Capítulo 5: Aplicaciones de los modelos desarrollados a sistemas de captación solar

En este capítulo se plantea la aplicación de los modelos desarrollados a lo largo del capítulo 3. Dichos modelos se pueden clasificar en dos grupos, en función de su ámbito de aplicación:

1. Modelos locales que se obtienen del balance energético en una sección de longitud lo suficientemente pequeña como para poder considerar constantes todos los parámetros del sistema. El modelo completo (Modelo Local de 4º Grado) y sus correspondientes modelos derivados (Modelo de Local de 1º Grado, Modelo Local de 2º Grado y Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ ) tienen el objetivo de poder orientar tendencias en las tecnologías existentes u otras nuevas que se pudiesen plantear. Adicionalmente podrán usarse en el dimensionado básico del receptor.
2. Modelos globales que permiten el cálculo del rendimiento térmico de un receptor completo o una sección de una determinada longitud. El modelo completo (Modelo de 4º Orden) y sus correspondientes modelos derivados (Modelo de 1º Orden, Modelo Simplificado) tienen el objetivo de poder orientar diseños básicos, evaluando su comportamiento global ante un salto térmico determinado. Estos modelos permitirán el acoplamiento con modelos integrales del sistema que permitan optimizar la instalación de manera integral, atendiendo a otros aspectos tecno-económicos, como rendimiento del ciclo de potencia, rendimiento óptico, variación horaria, etc.

Todos los modelos desarrollados parten de las siguientes hipótesis:

- Se puede asumir que el comportamiento de las pérdidas de calor al exterior es equivalente al que existiría en el caso de flujo de radiación uniforme sobre su superficie.
- El flujo de calor longitudinal es despreciable.
- La variación del valor de los parámetros del sistema en la sección analizada debe ser lo suficientemente reducida o que el rendimiento tenga una dependencia aproximadamente lineal con respecto a dichas variables para que la propuesta de un valor medio dé un resultado adecuado.
- Las correlaciones usadas para los correspondientes coeficientes de transmisión de calor hacia el interior y el exterior son adecuadas para el rango de operación propuesto.

Las dos primeras hipótesis ya han sido verificadas como válidas para tecnologías basadas en CCP, tal y como se ha ido comentando en el capítulo 4. Su posible aplicación a otras tecnologías será discutida a lo largo de este capítulo. La tercera puede limitar el uso a secciones del colector con un salto térmico limitado. Mientras que la última dependerá del rango de operación, fluido, materiales, etc. y deberá ser verificada caso a caso.

Por otro lado, los modelos simplificados conllevan otra serie de aproximaciones que los hacen válidos en rangos determinados de operación. A lo largo del capítulo 3 se plantearon los primeros criterios para acotar su validez y será a lo largo de este capítulo donde se establecerán de manera más concreta.

En los primeros apartados se trabajará con los modelos locales, estableciendo los rangos de aplicación de cada uno de los modelos para su aplicación a cada una de las tecnologías en los rangos de operación actuales para luego realizar un análisis paramétrico basado en dichos modelos. El objetivo es analizar el rendimiento térmico de los colectores actuales para luego evaluar las propuestas de diseño futuras y los otros rangos de operación. En base a los resultados obtenidos surgen propuestas para la optimización de su rendimiento térmico.

Su aplicación requiere del desarrollo de parámetros de transmisión equivalentes para los distintos colectores comerciales. Para ello se hará uso de la metodología planteada en el capítulo 4, que será ampliada en este capítulo, recogiendo otras posibles vías para su caracterización.

Adicionalmente, se plantea la estimación de los rendimientos globales de una instalación de producción de energía basada en cada una de las tecnologías. El objetivo es evaluar el efecto de los cambios obtenidos en el rendimiento térmico sobre el rendimiento global. Estos cálculos irán enfocados al establecimiento de comparativas entre distintos diseños y tecnologías, ya que se trata de una estimación. Sin embargo, de este modo se consigue dar una visión global de la situación que permite orientar las líneas de investigación.

Estos análisis se agruparán por tecnología, incluyendo el estudio de CCP, CLF y CTC.

En los apartados finales se hará uso de los modelos de receptor completo para el análisis de CCP, presentado las ventajas y limitaciones en su uso. Se plantea también la verificación de la validez de algunas de las ideas expuestas, mediante el uso de los modelos locales, cuando se aplica a un colector completo y, por tanto, a un determinado salto de temperaturas.

Por último, se planteará el método utilizado en esta tesis como una metodología de diseño de receptores solares, que presenta ciertas similitudes a las actuales, pero que debido al uso de los modelos desarrollados presenta algunas ventajas con las anteriores.

## 5.1 Aplicación de los modelos locales para el cálculo del rendimiento térmico. Análisis paramétrico de las tecnologías actuales de concentración

La aplicación de los modelos locales a las tecnologías existentes podrá dar una idea general del rango de valores de rendimiento térmico para cada una de ellas y los márgenes de mejora esperables. Las expresiones de dichos modelos se recuperan en este apartado de cara a facilitar la lectura y comprensión de las ideas aquí expuestas:

- Modelo Local de 4º Grado, solución de la ec. 3.74;
- Modelo de Local de 1º Grado, ec. 3.78;
- Modelo Local de 2º Grado, ec. 3.79 y
- Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ , ec. 3.89

$$f_4^* \cdot \eta_x^4 + f_3^* \cdot \eta_x^3 + f_2^* \cdot \eta_x^2 + \left( \frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1 \right) \cdot \eta_x + \left( \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} - 1 \right) = 0 \quad \text{Ec. 3.74}$$

$$\eta_{x,1er} = F'_{crit} \cdot \left[ 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right] \quad \text{Ec. 3.78}$$

$$\eta_{x,2o} = \frac{-\frac{1}{F'_{crit}} + \sqrt{\left( \frac{1}{F'_{crit}} \right)^2 + 4 \cdot f_2^* \left( 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right)}}{2 \cdot f_2^*} \quad \text{Ec. 3.79}$$

$$\eta_{x,T_{ro}} = 1 - \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f \right)^4 - T_{ext}^4 \right) + h_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f - T_{ext} \right)}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 3.89}$$

Donde cada uno de los parámetros que aparecen en los modelos locales vienen dados por las ec. 3.50-51,63 y 75-77.

$$\dot{q}_{crit}'' = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_f^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_f - T_{ext}); U_{crit} = 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_f^3 + h_{ext}$$

Ec. 3.50-51

$$F'_{crit} = \frac{1}{\frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1}$$

Ec. 3.63

$$f_4^* = \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}}\right) \left(\frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}}\right)^3; f_3^* = 4 \cdot T_f \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}}\right) \cdot \left(\frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}}\right)^2; f_2^* = 6 \cdot T_f^2 \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}}\right) \cdot \left(\frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}}\right)$$

Ec. 3.75-77

Antes de comenzar el análisis es necesaria la búsqueda de valores característicos de cada uno de los parámetros del sistema ( $U_{rec}$ ,  $\varepsilon_{ext}$ ,  $h_{ext}$ ,  $T_f$ ,  $T_{ext}$ ,  $\dot{q}_{abs}''$ ,  $D_{ro}$  y  $D_{ri}$ ) para cada una de estas tecnologías. Puesto que se trata de un análisis de puntos de diseño a nivel local, no serán necesarios valores característicos relacionados con el cálculo del colector completo ( $\dot{m}$ ,  $L$  y  $c_p$ ).

Para el caso de los coeficientes de transmisión de calor al exterior ( $\varepsilon_{ext}$  y  $h_{ext}$ ), las vías de obtención pueden ser dos fundamentalmente:

- Haciendo uso de los modelos de convección y radiación encontrados en literatura.
- Mediante cálculos CFD para el desarrollo de una correlación.
- Partiendo de resultados experimentales de pérdidas de calor del receptor en función de la temperatura.

El coeficiente de transmisión de calor hacia el interior dependerá del tipo de fluido seleccionado, flujo de operación, condiciones de trabajo ( $P$  y  $T$ ), geometría del receptor, material del tubo absorbedor. La experiencia en las plantas en funcionamiento e instalaciones demostración, marcan un entorno de valores del coeficiente de película para cada fluido que, en algunos casos, puede ser amplio. El valor concreto en cada una de ellas dependerá fundamentalmente del balance entre pérdidas de carga, transmisión de calor y su análisis conjunto con el ciclo de potencia asociado.

En el capítulo 2 se presentaron rangos de variación de los coeficientes de convección para cada uno de los fluidos que se analizarán en este capítulo. Se recuperan en la tabla 5.1 dichos valores orientativos.

Fluido	$h_{int}$ (W/(m <sup>2</sup> ·K))
<b>Aceite térmico</b>	2.000 – 6.000
<b>Sales fundidas</b>	2.000 – 6.000
<b>Gases presurizados (CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>)</b>	1.000 – 1.200
<b>Gases presurizados (He, H<sub>2</sub>)</b>	1.000 – 2.000
<b>Metal fundido (Na)</b>	35.000 – 65.000
<b>Metal fundido (Pb-Bi)</b>	8.000 – 11.000
<b>Agua en ebullición</b>	2.500 – 25.000

Tabla 5.1. Rango de coeficientes de transmisión de calor en función del tipo de fluido, para colectores solares

Al tratarse del coeficiente de transmisión global, es necesario tener también en cuenta la resistencia térmica derivada del espesor del tubo absorbedor. Así, por ejemplo, la operación a

presiones altas, necesaria en algunos fluidos obliga a trabajar con espesores de tubos mayores. En el caso de instalaciones con flujo en ebullición para colectores de diámetro exterior 70 mm se está trabajando con espesores de tubo de 7,5 mm [1], mientras que, para gases a altas presiones, el espesor requerido es de 6,5 mm [2].

Para el dimensionado de este espesor se puede recurrir a códigos como ASME Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC), para obtener el espesor mínimo requerido en función de la presión y temperaturas de operación. Sin embargo, el diseño final del espesor debe atender a otra serie de consideraciones. Por ejemplo, en el caso de colectores con flujos de radiación no uniformes o gradientes en pared muy fuertes es necesario atender también a las tensiones generadas localmente, debido a esos gradientes. Así, Marugán-Cruz y otros, en su estudio sobre receptores para torre central [3] obtienen dos conclusiones importantes para el dimensionado de este espesor:

- El análisis de tensiones requiere del uso de modelos más complejos que los utilizados en las normas de diseño e, incluso del uso de modelos de elementos finitos (FEM)
- Los gradientes de temperatura en el espesor del tubo están relacionados con el número de Biot que es igual a  $h_{int} \cdot e / k_{rec}$ , donde  $e$  es el espesor del receptor y  $k_{rec}$  es la conductividad de dicho receptor. Para minimizar las tensiones es necesario disminuir los gradientes de temperatura en el espesor, pero también los existentes entre la región de mayor y menor concentración de la radiación. Esto ocurre para números de Biot entre 0,1 y 0,3. Para un mismo mapa de flujo de radiación absorbido, valores de  $Bi$  superiores a 0,3 provocan que el gradiente de temperaturas en el espesor sea un factor dominante en la generación de tensiones entre las caras externa e interna del tubo; mientras que valores inferiores a 0,1 hacen que las tensiones debidas al gradiente entre la región de concentración y de no concentración dominen el problema.

Si se analiza el rango de espesores óptimos para distintos valores del coeficiente de convección, se obtiene la tabla 5.2.

$h_{int}$ (W/(m <sup>2</sup> ·K))	$Bi = 0,1$ espesor (mm)	$Bi = 0,3$ espesor (mm)
<b>1.000</b>	2,50	7,50
<b>3.000</b>	0,83	2,50
<b>5.000</b>	0,50	1,50
<b>10.000</b>	0,25	0,75
<b>50.000</b>	0,05	0,15

Tabla 5.2. Rango de espesores del absorbedor de cara a minimizar tensiones mecánicas

Para el cálculo, se ha supuesto un valor promedio de conductividad en el acero de 25 W/(m<sup>2</sup>·K) como aproximación. Estos valores variarán en función de la temperatura y el tipo de acero, pero puede considerarse un valor medio dentro del rango de temperaturas y aceros utilizados.

Adicionalmente, la solución tecnológica escogida para el alivio de tensiones debido a la dilatación térmica de los tubos generará otra serie de esfuerzos, que limitarán la reducción de este espesor, tanto desde el punto de vista de tensiones límite, como para asegurar vida media para un determinado número de ciclos. Por otro lado, el uso de determinados fluidos como sales fundidas o fluidos cargados de partículas conllevan la pérdida de espesor debido a corrosión y/o abrasión. Factores que deben ser tenidos en cuenta a la hora de dimensionar dicho espesor.

En este capítulo se pretenden obtener tendencias generales que puedan marcar las diferencias principales entre las distintas soluciones sin entrar a valorar con precisión situaciones concretas. Por tanto, la selección del espesor se hará basada en datos de plantas comerciales o demostración existentes. Los valores obtenidos en distintas referencias bibliográficas, en función del fluido utilizado, son los presentados en la tabla 5.3.

Fluido	espesor (mm)	referencia
<b>Aceite térmico</b>	2	PTR70 2008 [4], UVAC 3 [5]
<b>Sales fundidas</b>	3	HEMS08 [6]
<b>Agua en ebullición</b>	7,5	INDITEP [1]
<b>Gases presurizados</b>	6,5	PSA [2]
<b>Metal fundido (Na)</b>	1	PSA [7]
<b>Metal fundido (Pb-Bi)</b>	1 <sup>10</sup>	SOMMER [8]

Tabla 5.3. Espesores utilizados para receptores basados en cada uno de los fluidos analizados

Se puede observar cómo para fluidos como metales líquidos o agua en ebullición con coeficientes convectivos superiores a 10.000 W/(m<sup>2</sup>·K), el espesor es superior al recomendado para minimizar tensiones mecánicas (tabla 5.2). Esta necesidad puede venir dada por la presión de trabajo, otros efectos como corrosión o la solución específica propuesta para permitir la dilatación térmica, entre otros. En el resto de los casos, los espesores sí se encuentran dentro del rango recomendado.

Si se combinan estos valores con los dados para el coeficiente de convección para cada fluido, se obtienen los siguientes valores de los coeficientes globales de transmisión de calor ( $U_{rec}$  en la tabla 5.4).

$U_{rec}$ (W/(m <sup>2</sup> ·K))	fluido representativo
<b>700</b>	gases presurizados (CO <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> )
<b>1.000</b>	gases presurizados (H <sub>2</sub> , He)
<b>2.000</b>	sales fundidas, aceite térmico, agua en ebullición
<b>3.000</b>	sales fundidas, aceite térmico, agua en ebullición
<b>7.000</b>	metales líquidos (Pb-Bi)
<b>15.000</b>	metales líquidos (Na)

Tabla 5.4. Valores característicos del coeficiente global de transmisión de calor para cada tipo de fluido

Como se observa, en general se produce una reducción de los coeficientes de convección debido a la resistencia térmica del espesor del tubo. Es especialmente reseñable la operación con agua en ebullición, caso para el que se ve muy reducido dicho valor. Este gran espesor tiene una importancia más reducida en el caso de los gases presurizados, debido a que su coeficiente de convección es más reducido. En el caso de metales líquidos el efecto, aunque es importante, el valor del coeficiente global sigue siendo alto.

<sup>10</sup> Para el caso de la instalación no se ha localizado el dato correspondiente al espesor. Su valor dependerá de la temperatura, ya que el rango de validez de este fluido es grande. Se escoge este valor debido a que su presión de vapor es baja a las temperaturas de operación comerciales y, debido a su alto coeficiente de convección, su espesor debe ser reducido ( $Bi \sim 0,1-0,3$ )

Con esta aproximación se trata de disponer de valores característicos de los fluidos de forma aproximada sin hacer un cálculo para un caso concreto, ya que esto se realizaría en fases posteriores de la metodología. Además, como ya se ha comentado y se verá más adelante, se trata de un factor que tiene una influencia reducida en determinados rangos de operación. Sin embargo, a medida que se aumentan las temperaturas y flujos de radiación su efecto comienza a ser más importante y por tanto se debe tener en cuenta a la hora de analizar los resultados. De cara a evaluar su influencia se podrá comparar con el valor del rendimiento térmico cuando el coeficiente tiende a infinito, que viene dado por la ec. 4.1.

$$\eta_{U_{\infty}} = 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \quad \text{Ec. 5.1}$$

Para la estimación de los máximos rendimientos alcanzables se tienen en cuenta los límites de concentración en sistemas lineales y puntuales. Considerando receptores cilíndricos y esféricos respectivamente, sus valores son:  $Cg_{2D/max} = 68,75$  y  $Cg_{3D/max} = 11.562$ . Tal y como se vio en el capítulo 2, la inclusión de concentradores secundarios puede aumentar estas concentraciones, llegando a obtenerse valores del 80-90% del límite termodinámico ( $Cg_{2D} = 216$  y  $Cg_{3D} = 46.250$ , en aire).

En base a estas suposiciones y otras específicas de cada una de las tecnologías se aplicarán los modelos locales para analizar en profundidad los diseños comerciales y tendencias de futuro.

### 5.1.1 Colectores cilindro-parabólicos

Como se ha venido comentando, se trata de la tecnología más madura de las existentes, por lo que se dispone de ensayos y modelos que pueden servir como base para el desarrollo de las correlaciones correspondientes a los coeficientes de pérdidas de calor equivalentes ( $\varepsilon_{ext}$ , y  $h_{ext}$ ). Una vez obtenidas dichas correlaciones se analizarán los rendimientos térmicos en los rangos de trabajo habituales de los colectores comerciales y en desarrollo.

Por otro lado, los nuevos diseños evolucionan buscando reducir los problemas existentes en la actualidad. Entre los factores identificados a mejorar se encuentran:

- El factor de concentración. Existe una tendencia a aumentar la concentración geométrica mediante el uso de concentradores más grandes, la inclusión de concentradores secundarios y la reducción del área del absorbedor expuesta a dicha concentración.
- Introducción de nuevos fluidos de transferencia con posibilidad de trabajar a temperaturas más altas, de cara a elevar el rendimiento del ciclo y por tanto el rendimiento global de la instalación.
- El aumento de la temperatura requiere del análisis de nuevos recubrimientos selectivos con capacidad de trabajar bajo esas condiciones.

La extrapolación del comportamiento del rendimiento a estas otras condiciones de operación permitirá explorar el grado de mejora posible.

Tal y como se viene comentando en varios apartados es necesario complementar la información sobre el rendimiento térmico con la correspondiente al rendimiento óptico y el del ciclo. Este análisis se realizará en un último apartado, de modo que se pueda obtener como conclusión aquellas líneas investigación sobre las que resulta interesante profundizar mediante la aplicación de modelos de receptor completo.

### 5.1.1.1 Obtención de las correlaciones para los coeficientes de transmisión de calor al exterior

Como se ha visto en capítulos anteriores es necesario conocer las pérdidas de calor del receptor en función de su temperatura, de cara a plantear relaciones similares a las planteadas en la validación del modelo (tabla 4.15).

Para ello se hace uso de los datos experimentales disponibles. Una base importante de resultados es la suministrada por el NREL en varias referencias [4-5 y 9-10]. Estos experimentos son una buena base para poder obtener modelos de pérdida de calor, debido al detalle dado en los informes presentados, las condiciones controladas de laboratorio bajo las que se obtuvieron y su dependencia exclusivamente de la temperatura de la superficie del tubo receptor.

En la fig. 5.1 se presentan las pérdidas de calor por unidad de longitud para los receptores ensayados en el NREL [4-5 y 9-10]. Además, se añaden los datos correspondientes al receptor SkyTrough DSP.

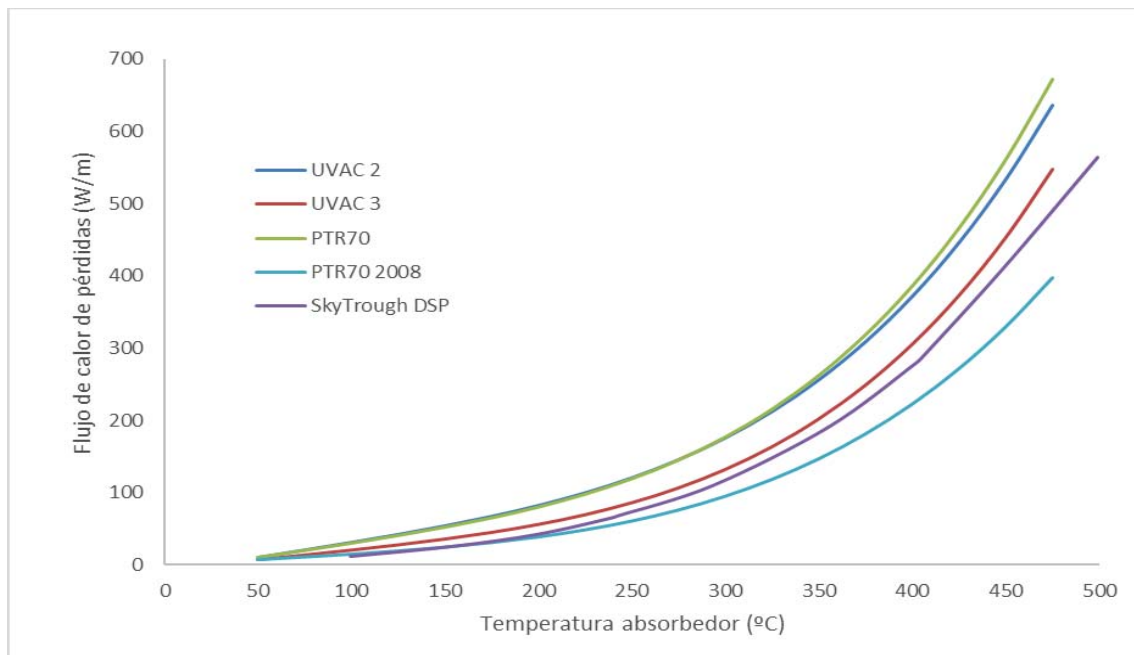


Fig. 5.1. Pérdidas de calor hacia el exterior para cada uno de los receptores, en función de la temperatura de la pared de dicho receptor

Como se observa, ha habido una evolución en el tiempo con respecto a la reducción de pérdidas de calor hacia el exterior, salvo en el caso particular del colector SkyTrough DSP [11] debido a que se trata de un receptor de diámetro exterior de 80 mm a diferencia del resto que se corresponden con diseños de 70 mm de diámetro.

De cara a la obtención de los parámetros característicos del modelo de rendimiento se utiliza una metodología similar a la presentada en el capítulo 4 (apartado 4.3). De tal modo que, al disponer directamente de la dependencia de flujo de calor de pérdidas al exterior en función de la temperatura en pared del receptor ( $T_{ro}$ ) no es necesario apoyarse en modelos como el Modelo 1D para la obtención de los coeficientes. Aplicando directamente las ecuaciones 4.11 y



4.12 (recuperadas de nuevo en este apartado) se pueden obtener los coeficientes de convección exterior equivalentes ( $h_{ext}$ ) y la emisividad equivalente ( $\varepsilon_{ext}$ ) para cada diseño.

$$U_{ext} = h_{ext} + \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^2 + T_{ext}^2) \cdot (T_{ro} + T_{ext}) \quad \text{Ec. 4.11}$$

$$\dot{q}_{perd}'' = U_{ext} \cdot (T_{ro} - T_{ext}) \quad \text{Ec. 4.12}$$

En este caso se considerarán únicamente temperaturas en el rango de 250 °C hasta 500 °C. Son tres las razones por las que se descartan los resultados obtenidos para temperaturas inferiores a 250 °C:

- El error de medición es  $\pm 10$  W/m [4] que, para temperaturas inferiores a 250 °C supone un porcentaje superior al 20% de las pérdidas de calor al exterior.
- Las pérdidas en las conexiones entre módulos para estas temperaturas suponen un porcentaje no despreciable y la disposición de dichas conexiones no coinciden con las de planta.
- Los colectores en plantas de generación eléctrica que trabajan con aceite lo hacen en intervalos de temperatura entre 293 °C y 393 °C. La temperatura de entrada al colector para el caso de sales fundidas es similar.

Puesto que en este apartado se plantean análisis de diseño y no de operación en planta, se desarrolla un modelo para cada uno de los receptores únicamente para velocidad del viento nula.

Por otro lado, se incluyen dos diseños de receptor adicionales de los que no se dispone de resultados experimentales. Se partirá, por tanto, de las propiedades ópticas de los recubrimientos encontrados en literatura:

- Receptor de ASE (HEMS08): Los resultados experimentales encontrados no suministran el detalle necesario por lo que se decide partir de su emisividad [12] y aplicar la metodología propuesta en el apartado 4.3.
- Receptor NREL#6: Se genera un diseño no existente como posible evolución de los diseños actuales, basado en un tubo de vacío de 70 mm de diámetro exterior con el recubrimiento selectivo NREL#6 [13]. Los datos experimentales para la emisividad de dicho recubrimiento se corresponden con simulaciones, no habiéndose podido verificar sus propiedades una vez depositado en receptor. Sin embargo, son las mejores prestaciones de un recubrimiento encontradas en literatura y que podrían considerarse un límite alcanzable en un futuro cercano. Al igual que en el caso anterior se hace uso de la metodología del apartado 4.3, utilizando como apoyo el modelo unidimensional generado (Modelo 1D).

Tal y como se planteó en el capítulo 4, el coeficiente de convección equivalente se puede considerar nulo y la emisividad vendrá dada por funciones lineales según la ec. 5.2.

$$\varepsilon_{ext} = A1 \cdot (T_{ro} - 273,15) + A0 \quad \text{Ec. 5.2}$$

Donde las constantes para cada receptor son las presentadas en la tabla 5.5:

Receptor	$A1$	$A0$	absortividad (%)
UVAC 2/2008	1,31E-04	1,01E-01	97
UVAC 3/2010	2,06E-04	4,30E-02	96
PTR70	1,82E-04	8,61E-02	95
PTR70 2008	1,43E-04	3,45E-02	95,5
SkyTrough DSP	1,48E-04	4,00E-02	----
ASE (HEMS08)	2,03E-04	-1,03E-02	95
NREL#6	1,52E-04	1,96E-03	96

Tabla 5.5. Constantes del modelo de emisividad equivalente para cada uno de los receptores seleccionados

En la tabla 5.5 también se ofrecen los valores de absortividad que se utilizarán más adelante para valorar su efecto. En el caso del receptor SkyTrough no se ha podido localizar su valor, por lo que no se utilizará para dicho análisis.

En el caso de los modelos extraídos de los experimentos, las pérdidas obtenidas coincidirán con los valores experimentales. Para el caso de HEMS08 se comparan los resultados obtenidos con los datos experimentales presentados en [14].

En la fig. 5.2 se observa cómo los resultados del modelo se encuentran dentro del rango de  $\pm 10$  W/m (error experimental). Por tanto, el modelo captura adecuadamente dichos experimentos.

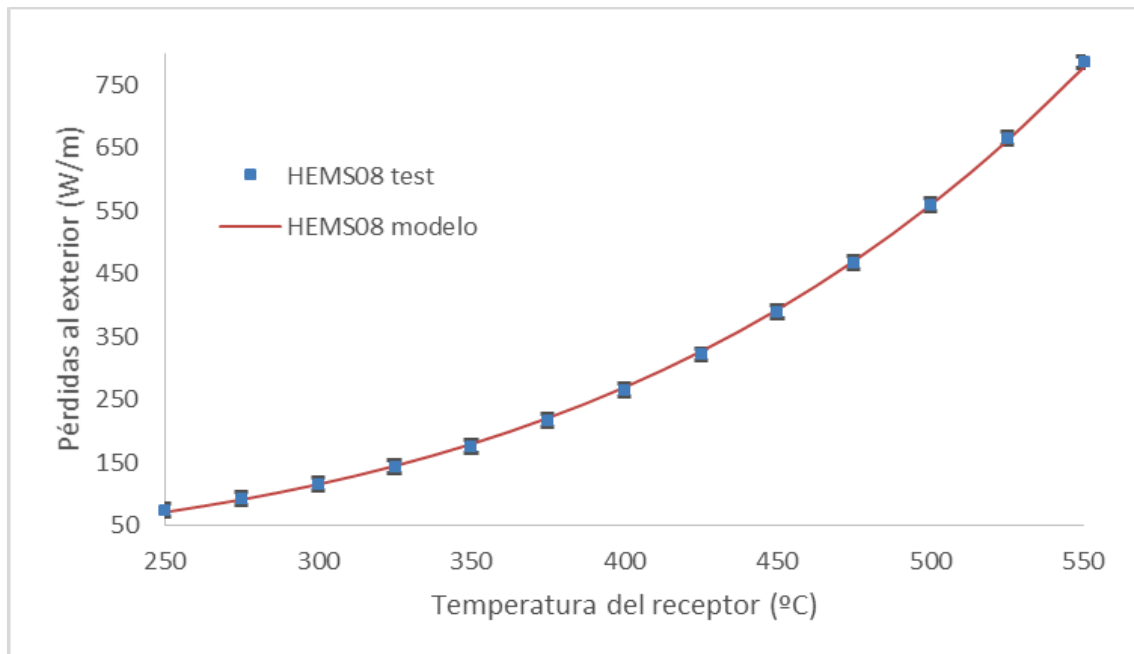


Fig. 5.2. Comparativa del flujo de calor al exterior para el receptor HEMS08 según la correlación obtenida con los datos de test [14]

El cálculo de la emisividad viene dado por la temperatura en la pared del receptor, tal y como se indica en la ec. 5.2. Sin embargo, de cara a evitar el cálculo iterativo, se proponen dos alternativas para su cálculo:

- Suponiendo que la temperatura de la pared es igual que la del fluido. En determinados rangos puede ser una aproximación válida, debido a que la pendiente de la curva de emisividad con respecto a la temperatura es reducida.
- Suponiendo un rendimiento igual a la unidad, la temperatura en la pared del receptor vendrá dada por la ec. 5.3. En este caso la temperatura considerada será más próxima a la real para la mayor parte de los casos.

$$T_{ro} = \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} + T_f \quad \text{Ec. 5.3}$$

Se valorarán ambas aproximaciones en el siguiente apartado.

Otro factor importante que conocer para los cálculos es la concentración solar de los reflectores comerciales o en desarrollo. En la tabla 5.6 se presentan los colectores/concentradores considerados para el análisis.

En los cálculos se utiliza el valor de 900 W/m<sup>2</sup> como *DNI* de diseño. Se observa cómo la concentración geométrica de los colectores comerciales o en desarrollo varía, en general, desde 26 hasta 34, dato que se utilizará como rango de análisis para el flujo de radiación.

Colector	Apertura (m)	Rendimiento óptico (%)	D. colector (m)	<i>Cg</i>	Flujo radiación medio (kW/m <sup>2</sup> ) <sup>11</sup>
LS-3, SKAL-ET	5,76	80	0,07	26,19	18,86
ET-I (ET-100)	5,76	74,1	0,07	26,19	17,47
ET-II (ET-150)	5,76	74,1	0,07	26,19	17,47
SKAL-ET 150/Modelo ETII	5,77	80	0,07	26,24	18,89
SkyTrough DSP (ST)	6	77,3	0,08	23,87	16,61
HelioTrough (HT)	6,78	77,7	0,09	23,97	16,76
UltimateTrough (UT)	7,5	82	0,07	34,10	25,17
SkyTrough DSP (ST DSP)	7,6	76	0,08	30,24	20,68
HEMS11	5,76	77	0,07	26,19	18,15
LAT73	7,3	78	0,07	33,20	23,30

Tabla 5.6. Características de alguno de los colectores comerciales o en desarrollo. Datos extraídos del capítulo 1

Para el rendimiento óptico pico se parte de un valor conservador dentro de los habituales (76%) para colectores cilindro-parabólicos durante los últimos años. De este modo se eliminan dependencias del rendimiento térmico con respecto a su rendimiento óptico. El flujo pico de radiación absorbida viene dado por la ec. 5.4.

$$\dot{q}_{abs}'' = \eta_{opt}|_{\theta=0^\circ} \cdot Cg \cdot DNI \quad \text{Ec. 5.4}$$

Una vez se dispone de la información de partida se pasa a analizar el rango de validez de cada uno de los modelos, de forma específica para los diseños de CCP.

<sup>11</sup> Para el cálculo del flujo de radiación se considera *DNI* = 1000 W/m<sup>2</sup>

### 5.1.1.2 Rango de validez de los modelos locales

Antes de comenzar el análisis es necesario establecer el rango de validez de cada uno de los modelos. Para ello, se van a evaluar en los posibles rangos de operación actuales y previstos en el futuro. Como se puede derivar de las expresiones principales, la relación  $\dot{q}_{abs}''/U_{rec}$  es la que marca principalmente la posibilidad de aplicar los modelos de menor grado. Como el factor de concentración es limitado en concentradores lineales, será fundamentalmente el coeficiente de transmisión al interior, el que limitará el uso de dichos modelos.

En la fig. 5.3 se representa el rendimiento del receptor UVAC2 (uno de los receptores con mayores pérdidas al exterior) para distintos valores de concentración dentro del rango posible de concentraciones (que sin el uso de concentradores secundarios es 68,75), para una temperatura de 393 °C (equivalente a la máxima para el trabajo con aceite térmico) y un coeficiente global de transmisión de 3.000 W/(m<sup>2</sup>·K).

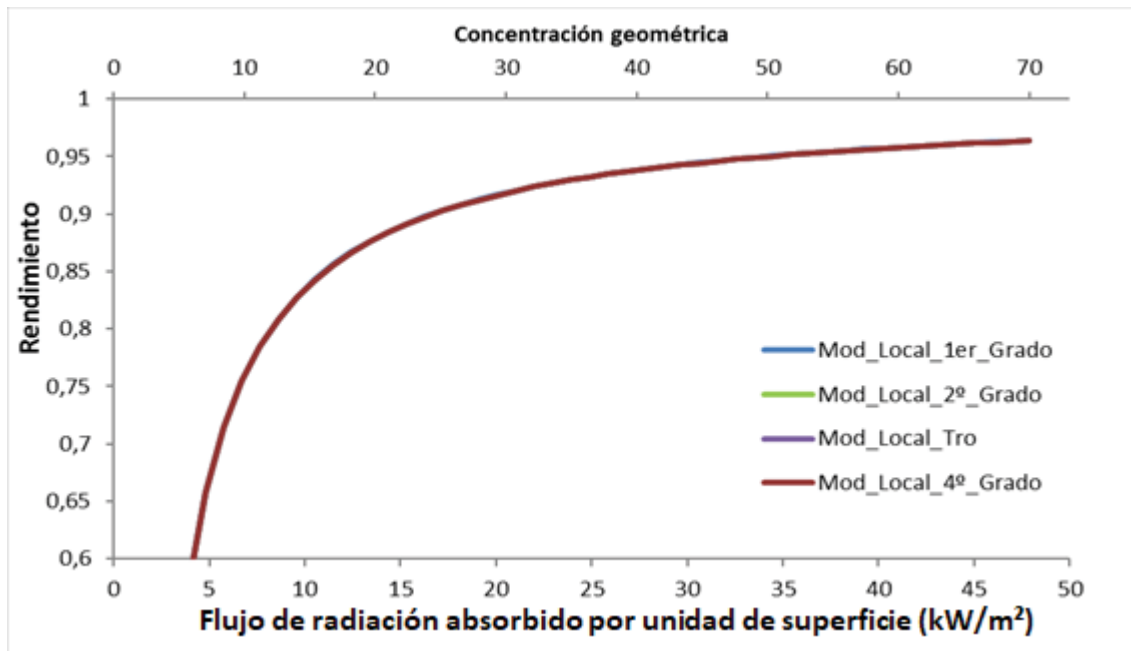


Fig. 5.3. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para el receptor UVAC2 con:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $T_f = 393 \text{ °C}$ . Curvas correspondientes a los modelos locales

El máximo error de los modelos simplificados con respecto al Modelo de 4º Grado es 0,03%, obtenido para el Modelo Local de 1º Grado. Considerando que este es el modelo menos preciso de todos, se puede extrapolar que todos los modelos se pueden utilizar en este rango.

Si ahora se aplican dichos modelos al caso de temperaturas más relacionadas con la operación con sales (565 °C) y concentraciones de hasta 216, límite general de concentradores lineales, se obtienen los resultados presentados en la fig. 5.4. El error en este caso asciende a 0,1% (inapreciable en la fig. 5.4) si se considera la temperatura del fluido para el cálculo de la emisividad. En el caso de suponer rendimiento térmico unidad para el cálculo de la dicha emisividad, el error se reduce de nuevo a 0,02%.

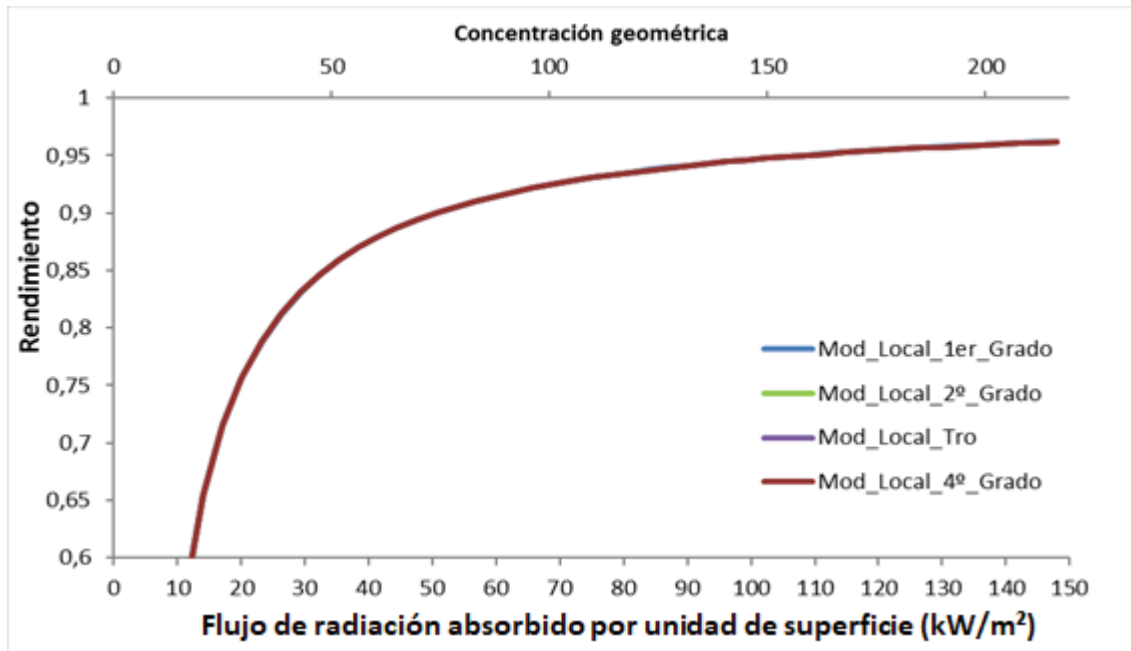


Fig. 5.4. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para el receptor UVAC2 con:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $T_f = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ . Curvas correspondientes a los modelos locales

De aquí en adelante, se plantea el uso de la ec. 5.3 para el cálculo de la emisividad del receptor.

En el caso del uso de algunos gases presurizados como HTF, con valores de  $U_{rec}$  característicos de  $700 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , el error para concentraciones cercanas al máximo aumenta hasta el 1,3%, sin embargo, para factores de concentración por debajo de 40 el error es inferior a 0,1%. Si el valor  $U_{rec}$  se aumenta hasta  $1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  (coeficiente de transmisión característico de algunos otros gases presurizados), entonces el error máximo disminuye a 0,6% y, para valores de  $2.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  sigue reduciéndose hasta un valor máximo de 0,15%.

Por tanto, salvo para gases presurizados y concentraciones geométricas superiores a 40, se puede utilizar el Modelo Local de 1º Grado con una precisión adecuada. Como la concentración de los colectores comerciales actuales es inferior a dicho valor, se podrá utilizar en el cálculo de los colectores actuales. En el caso de concentraciones superiores operando con gases presurizados se debe utilizar el Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ . (ec. 3.89).

Como la dificultad introducida por el uso de la ec. 5.3 para calcular la emisividad es reducida, se propone su uso en general. Así el modelo utilizado se corresponde con la ec. 5.5.

$$\eta_{x,1er} = \frac{1}{1 + \frac{4 \cdot \sigma \cdot [A1 \cdot (\frac{\dot{q}_{abs}}{U_{rec}} + T_f) + A0] \cdot T_f^3}{U_{rec}}} \left[ 1 - \frac{\sigma \cdot [A1 \cdot (\frac{\dot{q}_{abs}}{U_{rec}} + T_f) + A0] \cdot (T_f^4 - T_{ext}^4)}{\dot{q}_{abs}} \right] \quad \text{Ec. 5.5}$$

En el caso de partir directamente los datos experimentales de pérdidas de calor al exterior, la expresión a utilizar es la ec. 5.6

$$\eta_{x,1er} = \frac{U_{rec}}{U_{rec} + 4 \left[ \frac{\dot{q}'_{perd}/\pi \cdot D_{ro}}{\left( \left( \frac{\dot{q}''_{abs}}{U_{rec} + T_f} \right)^4 - T_{ext}^4 \right)} \right] \cdot T_f^3} \left[ 1 - \frac{\left[ \frac{\dot{q}'_{perd}/\pi \cdot D_{ro}}{\left( \left( \frac{\dot{q}''_{abs}}{U_{rec} + T_f} \right)^4 - T_{ext}^4 \right)} \right] \cdot (T_f^4 - T_{ext}^4)}{\dot{q}''_{abs}} \right] \quad \text{Ec. 5.6}$$

De tal modo que el valor de  $\dot{q}'_{perd}$  será el obtenido para una temperatura en pared igual a la dada por la ec. 5.3. De este modo se puede partir directamente de los resultados experimentales para el cálculo del rendimiento.

### 5.1.1.3 Análisis de los parámetros críticos para cada uno de los diseños

Puesto que el uso del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado es válido, el análisis de los parámetros críticos ( $\dot{q}''_{crit}$  y  $U_{crit}$ ) servirá para orientar el rendimiento térmico de cada uno de los colectores, tal y como se planteó en el capítulo 3. Esta operativa tiene la ventaja de poder analizar independientemente efectos relacionados con el flujo de radiación y aquellos relacionados con el coeficiente de transmisión de calor al interior.

En la fig. 5.5 se representan los valores de  $\dot{q}''_{crit}$  en función de la temperatura del fluido, calculando la emisividad del receptor a la temperatura del fluido.

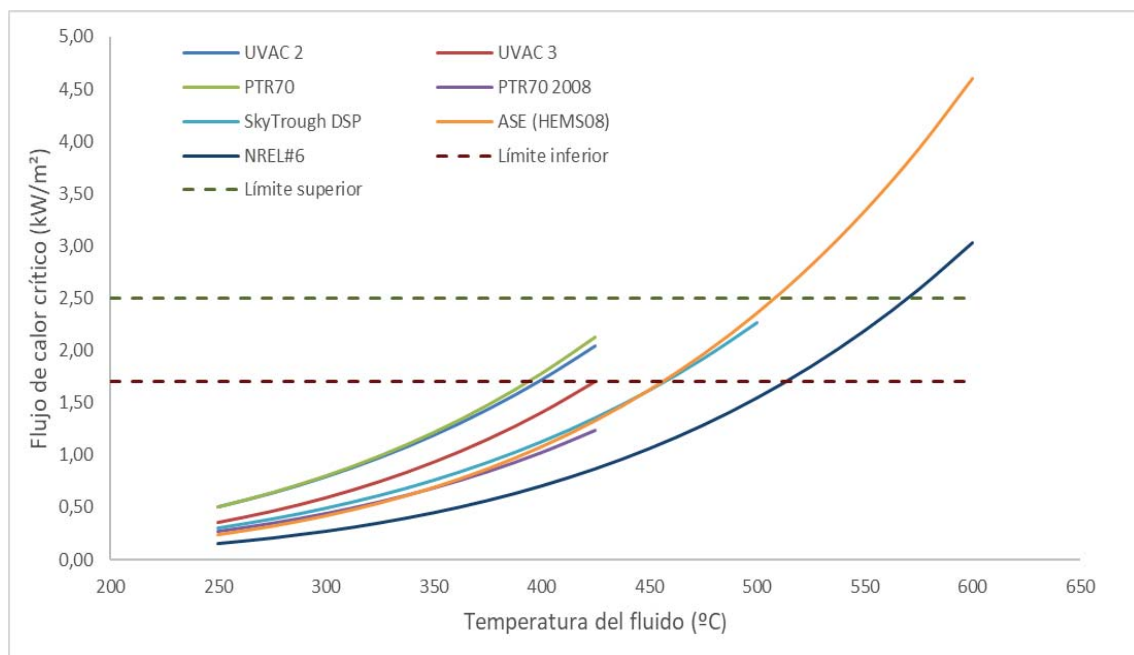


Fig. 5.5. Valores de  $\dot{q}''_{crit}$  en función de la temperatura del fluido para los receptores analizados

Se observa cómo los valores de dicho parámetro van en consonancia con la evolución tecnológica de los receptores. Los valores máximo y mínimo del flujo de radiación absorbido para los colectores analizados son 25 kW/m<sup>2</sup> (UltimateTrough) y 16,6 kW/m<sup>2</sup> (SkyTrough DSP). Las líneas discontinuas representan dichos valores divididos entre 10, por lo que marcan el límite de rendimientos térmicos del 90% (considerando sólo efectos del flujo de radiación absorbido). Así para las temperaturas de operación máximas de los aceites térmicos, todos los colectores

tendrían rendimientos térmicos superiores al 90% (situándose PTR70 y UVAC2 en el límite para 393 °C). Para la operación con temperaturas de 565 °C, habría que distinguir qué combinación de concentrador y receptor se escoge, de modo que una combinación de un concentrador HelioTrough con cualquiera de los receptores tendría un rendimiento inferior al 90%, mientras que un recubrimiento como el de NREL#6 con un concentrador tipo UltimateTrough podría proporcionar rendimientos térmicos superiores al 90%.

A medida que aumenta el flujo de radiación absorbido, mayor diferencia habrá entre la temperatura en pared y la del fluido y, por tanto, el rendimiento será algo inferior al que se obtiene del análisis del flujo de radiación crítico. Además, es necesario añadir la contribución del término correspondiente a  $U_{crit}$ . En la fig. 5.6 se representan los valores que adquiere dicho parámetro en función de la temperatura para los receptores analizados.

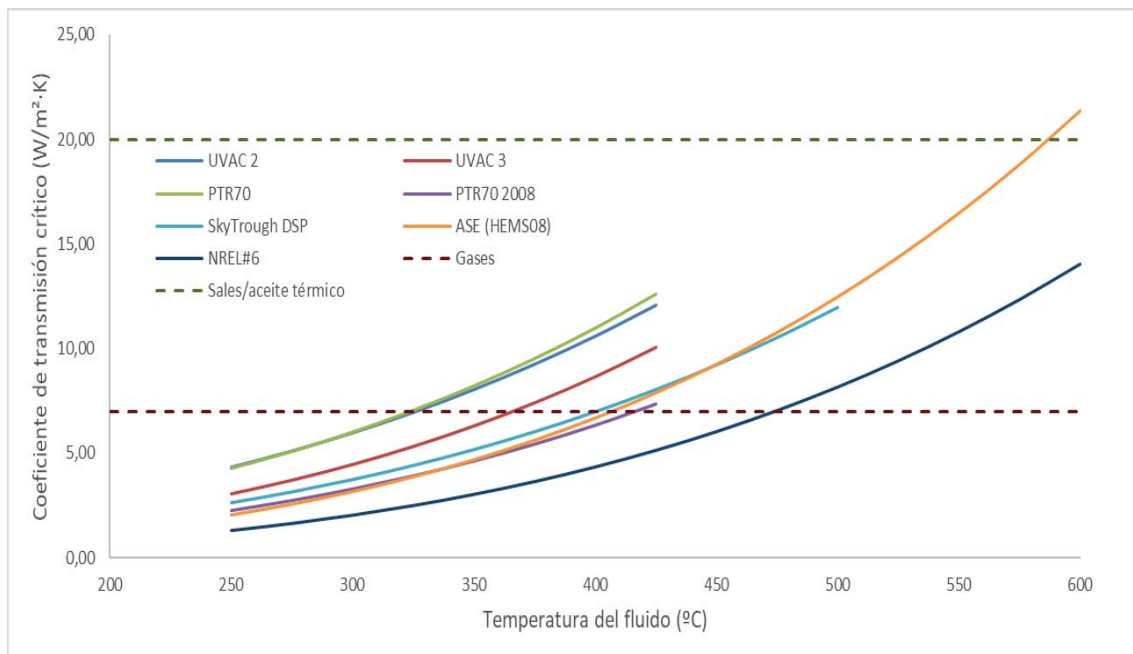


Fig. 5.6. Valores de  $U_{crit}$  en función de la temperatura del fluido para los receptores analizados

En este caso se utilizan como valores referencia los coeficientes globales de transmisión correspondientes a fluidos como gases presurizados o sales fundidas divididos entre 100. Así, valores críticos coincidentes con los de referencia se corresponden rendimientos térmicos un 1% inferiores a los que les corresponderían suponiendo un valor de  $U_{rec}$  igual a infinito. En el caso de utilizar gases presurizados como HTF, trabajando por encima de 400 °C, la reducción del rendimiento térmico debido al coeficiente de transmisión interior será superior al 1% para todos los receptores comerciales. Tan sólo con el uso de un recubrimiento como el de NREL#6 la reducción sería inferior a ese 1%. En el caso de sales fundidas operando a 565 °C, los dos receptores planteados para ese entorno tendrían una penalización inferior al 1%.

En principio, el fluido tendrá una influencia reducida (menor del 1%) en la mayor parte de los casos y tan sólo en el uso de gases presurizados a temperaturas por encima de 400 °C, este efecto será mayor que el 1%, para las combinaciones de concentradores y receptores analizados.

Se observa cómo analizando únicamente estos dos parámetros se pueden extraer conclusiones importantes en cuanto a los diseños a nivel de receptor, concentrador y fluido. Este primer planteamiento orienta los resultados que se analizarán en detalle en los siguientes apartados.

### 5.1.1.4 Análisis paramétrico de los diseños de colector

En este apartado se busca analizar la influencia sobre el rendimiento térmico de aquellos parámetros dominantes, considerando los rangos de variación asociados a CCP.

#### 5.1.1.4.1 Flujo de radiación absorbido

El flujo de radiación absorbido es uno de los factores dominantes en el rendimiento térmico. El análisis de este parámetro engloba de forma indirecta distintas circunstancias, como la variación de la concentración geométrica, ángulo de incidencia, *DNI*, etc., debido a que el efecto es el mismo en términos de rendimiento térmico (en base a la suposición de flujo de radiación uniforme). A lo largo de este apartado se hablará en general de factor de concentración para hacer referencia a todas estas posibles circunstancias.

Para todos los casos se ha supuesto un rendimiento óptico pico del 76%. De cara a hacer la correspondencia directa entre concentración geométrica y flujo de radiación absorbido se muestran ambos valores en distintos ejes de abscisas. Las líneas discontinuas se corresponden con las concentraciones geométricas de 34 y 26, rango en el que se encuentran la mayor parte de las combinaciones de reflector y receptor de entre los analizados.

Suponiendo la temperatura de salida típica en plantas que usan aceite térmico (393 °C) y considerando un valor del coeficiente de transmisión interior de 3.000 W/(m<sup>2</sup>·K), típico en aceite térmico, los resultados obtenidos para el rendimiento térmico con cada uno de los diseños de receptor se presentan en la fig. 5.7.

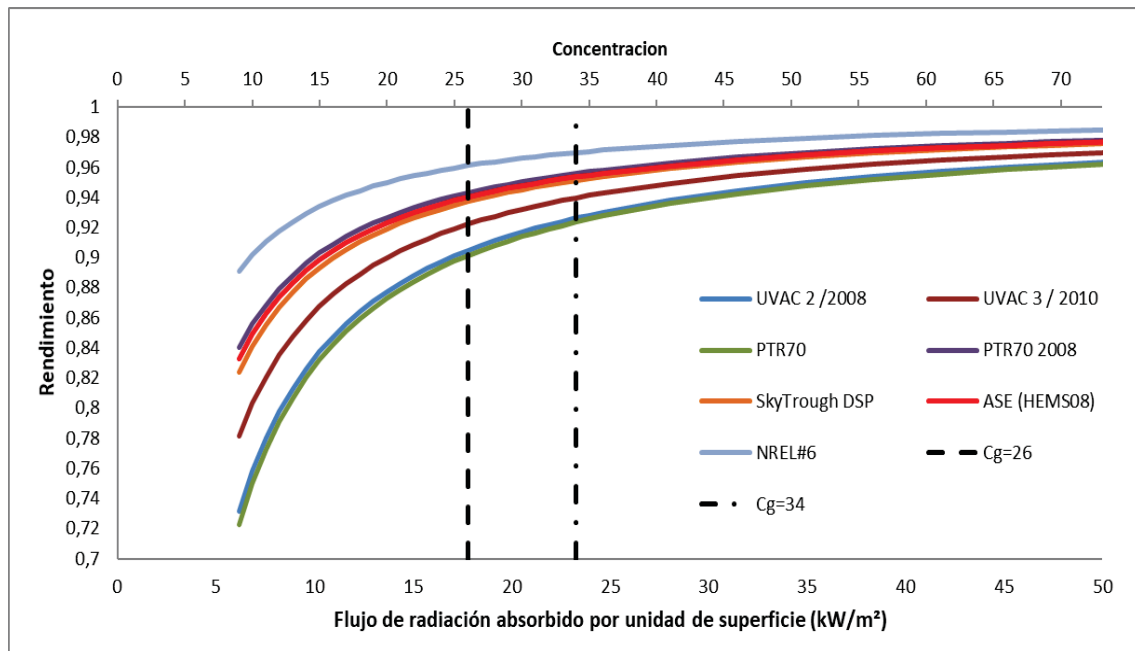


Fig. 5.7. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $T_f = 393 \text{ }^\circ\text{C}$

En la fig. 5.7 se observa cómo para los receptores más antiguos (UVAC2 y PTR70) el punto de diseño se situaba en zonas donde la caída del rendimiento para *DNI* decrecientes es pronunciada. En otros nuevos diseños, como PTR70 2008 o HEMS08, el punto de operación nominal se sitúa en una zona de menor gradiente, pero en los puntos de funcionamiento para



*DNI* inferiores o ángulos de incidencia distintos a 0° se corresponderían con una región de rendimiento bastante más reducido. En el caso del uso de recubrimientos que podrían estar disponibles en un futuro próximo (NREL#6) se puede observar que la caída de rendimiento se reduce de forma importante.

Este efecto se puede ver también analizando los valores dados en la tabla 5.7, donde se reflejan algunos valores derivados de la fig. 5.7. En los mejores diseños comerciales de receptor (PTR70 2008 o HEMS08), las caídas de rendimiento cuando el flujo de radiación absorbido se reduce a la mitad ( $\Delta\eta_x$  [ $Cg = 34-Cg = 17$ ] y  $\Delta\eta_x$  [ $Cg = 26-Cg = 13$ ]) todavía se encuentran en el rango del 4- 6%, dependiendo del concentrador. Estas caídas se reducen en un hipotético diseño futuro, como el correspondiente a NREL#6, hasta el rango del 3-4%.

El número de horas anuales en las que el receptor trabaja con flujos de radiación absorbidos en el entorno más próximo de su valor máximo es, en muchas instalaciones, reducido, por lo que el rendimiento térmico anual promedio será bastante inferior al de diseño.

<i>Cg</i>	$\eta_x$ (%)						
	UVAC 2 /2008	UVAC 3 /2010	PTR70	PTR70 2008	SkyTrough DSP	ASE (HEMS08)	NREL #6
<b>13</b>	81,30	84,76	80,66	88,84	87,71	88,32	92,38
<b>17</b>	85,61	88,26	85,11	91,41	90,54	91,00	94,13
<b>26</b>	90,46	92,20	90,12	94,29	93,72	94,01	96,09
<b>34</b>	92,61	93,95	92,34	95,57	95,13	95,35	96,97
<b>69</b>	96,15	96,83	96,00	97,68	97,45	97,55	98,40
<b>194</b>	98,34	98,60	98,26	98,98	98,89	98,90	99,28
<b>216</b>	98,46	98,70	98,38	99,05	98,96	98,97	99,33
Diferencias	$\Delta\eta_x$ (%)						
$\Delta\eta_x$ [ $Cg = 26- Cg = 13$ ]	9,15	7,44	9,46	5,45	6,01	5,69	3,71
$\Delta\eta_x$ [ $Cg = 34- Cg = 17$ ]	7,00	5,69	7,23	4,17	4,59	4,35	2,84
$\Delta\eta_x$ [ $Cg = 17- Cg = 13$ ]	4,31	3,50	4,45	2,56	2,83	2,68	1,75
$\Delta\eta_x$ [ $Cg = 34- Cg = 26$ ]	2,15	1,75	2,22	1,28	1,41	1,34	0,87
$\Delta\eta_x$ [ $Cg = 69- Cg = 26$ ]	5,69	4,63	5,88	3,39	3,74	3,54	2,31
$\Delta\eta_x$ [ $Cg = 69- Cg = 34$ ]	3,54	2,88	3,66	2,11	2,32	2,20	1,43
$\Delta\eta_x$ [ $Cg = 194- Cg = 26$ ]	7,88	6,40	8,14	4,69	5,17	4,89	3,19
$\Delta\eta_x$ [ $Cg = 194- Cg = 34$ ]	5,73	4,65	5,92	3,41	3,76	3,55	2,31

Tabla 5.7. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $T_f = 393 \text{ }^\circ\text{C}$ . Comparativa entre distintos valores de concentración geométrica

En la tabla 5.7 se observa que, para valores de *Cg* de 26 y 34, el rendimiento térmico se encuentra por encima del 90%, tal y como se indicaba en el análisis del flujo de radiación crítico.

Por otro lado, si se supone un mismo receptor con concentradores con valores de *Cg* superiores, se pueden observar dos beneficios:

- Uno debido al aumento del rendimiento en su punto de diseño.
- Otro efecto aún más importante debido al aumento del rendimiento fuera de diseño para iguales condiciones de operación.

Este efecto se observa al comparar concentradores como UltimateTrough con los diseños de 5,76 m de apertura. Al aumentar la concentración, el rendimiento en el punto de diseño mejora aproximadamente un 1,3 % ( $\Delta\eta_x [Cg = 34- Cg = 26]$ ) para nuevos diseños de receptor (HEMS08 y PTR70 2008), pero sin embargo esta mejora aumenta aproximadamente un 2,7% ( $\Delta\eta_x [Cg = 17- Cg = 13]$ ) para un flujo de radiación igual a la mitad.

Aplicando la ec. 3.80, deducida en el capítulo 3 y recuperada en este apartado, se llega a esta misma conclusión. La pendiente de la curva de rendimiento en función del flujo de radiación depende de dicho flujo elevado al cuadrado, por lo que a medida que se reduce el flujo de radiación, la pendiente aumenta de forma importante.

$$\frac{\partial\eta_{x,1er}}{\partial\dot{q}_{abs}''} = F'_{crit} \cdot \frac{\dot{q}_{crit}''}{(\dot{q}_{abs}'')^2} \quad \text{Ec. 3.80}$$

De ahí que la tendencia en los nuevos diseños de colector es el aumento de la concentración mediante concentradores de mayor apertura, tal y como planteaba la empresa Luz International mediante su proyecto de colector LS-4 [15] con 10,5 m de apertura y la empresa Abengoa con su diseño SpaceTrough (S8) [16] de 8 m de apertura. Otra vía es la propuesta por Norwich Technologies en su modelo de colector basado en el concepto "Suntrap" [17], para el que se propone la reducción del área expuesta a la radiación para, indirectamente, aumentar la concentración.

Por otro lado, si se sustituye el modelo general para los coeficientes de transmisión de calor al exterior, en la ec. 3.109 (deducida en el capítulo 3 de manera genérica) para el cálculo de la temperatura en pared para rendimiento máximo, se obtiene la ec. 5.7. Si se sustituye su valor en la ec. 5.8 (basada en la ec. 3.104) se obtiene el valor del flujo de radiación para rendimiento máximo que, para un coeficiente de transmisión de calor de 3.000 W/(m<sup>2</sup>·K), es superior al correspondiente a la máxima concentración alcanzable con concentradores lineales (216).

$$4 \cdot A1 \cdot \sigma \cdot T_{ro}^5 + (3 \cdot A0 - 5 \cdot A1 \cdot T_f) \cdot \sigma \cdot T_{ro}^4 - 4 \cdot A0 \cdot T_f \cdot \sigma \cdot T_{ro}^3 + (A1 \cdot T_f + A0) \cdot \sigma \cdot T_{ext}^4 = 0 \quad \text{Ec. 5.7}$$

$$\dot{q}_{abs/max}'' = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{ro} - T_{ext}) + U_{rec} \cdot (T_{ro} - T_f) \quad \text{Ec. 5.8}$$

Por tanto, para el análisis de futuros diseños con mayor concentración, se escogen como valores límite de referencia aquellos que se pueden lograr sin la introducción de concentradores secundarios (69) y el correspondiente al 90% del máximo termodinámico (194), cuyo valor es alcanzable mediante concentradores secundarios según [18]. Si se escoge como receptor HEMS08 y un concentrador con Cg igual a 26, se observa un margen de mejora del entorno del 3,5% con respecto al primero de los límites ( $\Delta\eta_x [Cg = 69- Cg = 26]$ ) para el punto de diseño y en el entorno del 5% con respecto al máximo ( $\Delta\eta_x [Cg = 194- Cg = 26]$ ).

Aunque el margen con respecto a los máximos alcanzables es importante, lo es aún más el efecto debido a la mejora de rendimiento a puntos fuera de diseño, tal y como se comentó anteriormente. Por tanto, un aumento de la concentración geométrica tendrá un doble efecto positivo que puede introducir mejoras importantes en el rendimiento anual del colector.

Sin embargo, el efecto a nivel rentabilidad depende de otros factores como el rango de operación del ciclo de potencia o su influencia sobre el rendimiento óptico. Así, suponiendo operación con aceite térmico como HTF, los estudios realizados establecen que el diámetro del receptor óptimo se encuentra entre 76-90 mm, en base al cálculo del LCOE y para colectores ET

y UT en plantas de 50 y 100 MW [19]. Es decir, el uso de receptores de 70 mm de diámetro reduce la rentabilidad de la instalación, aun aumentando la concentración geométrica. Esto puede ser debido fundamentalmente a:

- El efecto sobre el rendimiento térmico a la temperatura promedio del colector se reduce frente al análisis a temperatura de salida (tabla 5.7). La diferencia entre diámetros de 70 a 90 mm equivale a un salto en concentración entre 26 y 34. Por tanto, si se analiza este salto a una temperatura media de 350 °C (tabla 5.8), se obtiene que las diferencias en rendimiento, con *DNI* de diseño ( $\Delta\eta_x [Cg = 34- Cg = 26]$ ), se reducen al 0,9 % para PTR70 2008, mientras que para una *DNI* equivalente a la mitad ( $\Delta\eta_x [Cg = 17- Cg = 13]$ ) es del 1,81 %.
- La mejora de los recubrimientos selectivos actuales también ha contribuido a reducir este efecto con respecto a diseños antiguos, alejando los puntos de operación de las zonas de mayor pendiente.
- Reducción del rendimiento óptico al trabajar con receptor de menor diámetro que, como se verá más adelante, es parámetro fundamental.

<i>Cg</i>	$\eta_x$ (%)						
	UVAC 2 /2008	UVAC 3 / 2010	PTR70	PTR70 2008	SkyTrough DSP	ASE (HEMS08)	NREL #6
<b>13</b>	86,36	89,27	86,07	92,12	91,23	92,05	94,84
<b>17</b>	89,49	91,73	89,27	93,93	93,24	93,87	96,02
<b>26</b>	93,02	94,50	92,87	95,96	95,51	95,91	97,35
<b>34</b>	94,59	95,73	94,47	96,86	96,51	96,82	97,94
<b>69</b>	97,17	97,75	97,10	98,35	98,17	98,31	98,90
<b>194</b>	98,76	98,99	98,72	99,26	99,19	99,23	99,50
<b>216</b>	98,85	99,06	98,81	99,31	99,24	99,28	99,53
Diferencias	$\Delta\eta_x$ (%)						
$\Delta\eta_x [Cg = 26- Cg = 13]$	6,67	5,23	6,80	3,84	4,28	3,86	2,51
$\Delta\eta_x [Cg = 34- Cg = 17]$	5,10	4,00	5,20	2,94	3,27	2,95	1,92
$\Delta\eta_x [Cg = 17- Cg = 13]$	3,14	2,46	3,20	1,81	2,01	1,82	1,18
$\Delta\eta_x [Cg = 34- Cg = 26]$	1,57	1,23	1,60	0,90	1,01	0,91	0,59
$\Delta\eta_x [Cg = 69- Cg = 26]$	4,15	3,25	4,23	2,39	2,66	2,40	1,56
$\Delta\eta_x [Cg = 69- Cg = 34]$	2,58	2,02	2,63	1,49	1,66	1,49	0,97
$\Delta\eta_x [Cg = 194- Cg = 26]$	5,74	4,49	5,85	3,30	3,68	3,31	2,15
$\Delta\eta_x [Cg = 194- Cg = 34]$	4,17	3,26	4,25	2,40	2,67	2,41	1,56

Tabla 5.8. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  y  $T_f = 350 \text{ °C}$ . Comparativa entre distintos valores de concentración geométrica

Este apartado se ha centrado en la operación con aceite térmico. El análisis de este factor en otras condiciones de operación, debido a la introducción de otros fluidos, supone la variación de la temperatura y el coeficiente de transmisión de calor al interior, por lo que la variación del rendimiento con la concentración seguirá una curva distinta. Esos nuevos escenarios se analizan en los siguientes apartados.

### 5.1.1.4.2 Coeficiente de transmisión al interior

Para los primeros cálculos se utiliza un concentrador típico como el ET (5,76 m) con una radiación directa de diseño equivalente a  $900 \text{ W/m}^2$ . En el caso de una temperatura de operación  $393 \text{ }^\circ\text{C}$ , se obtiene la siguiente figura (fig. 5.8) para la variación del rendimiento en función del coeficiente de transmisión de calor interior:

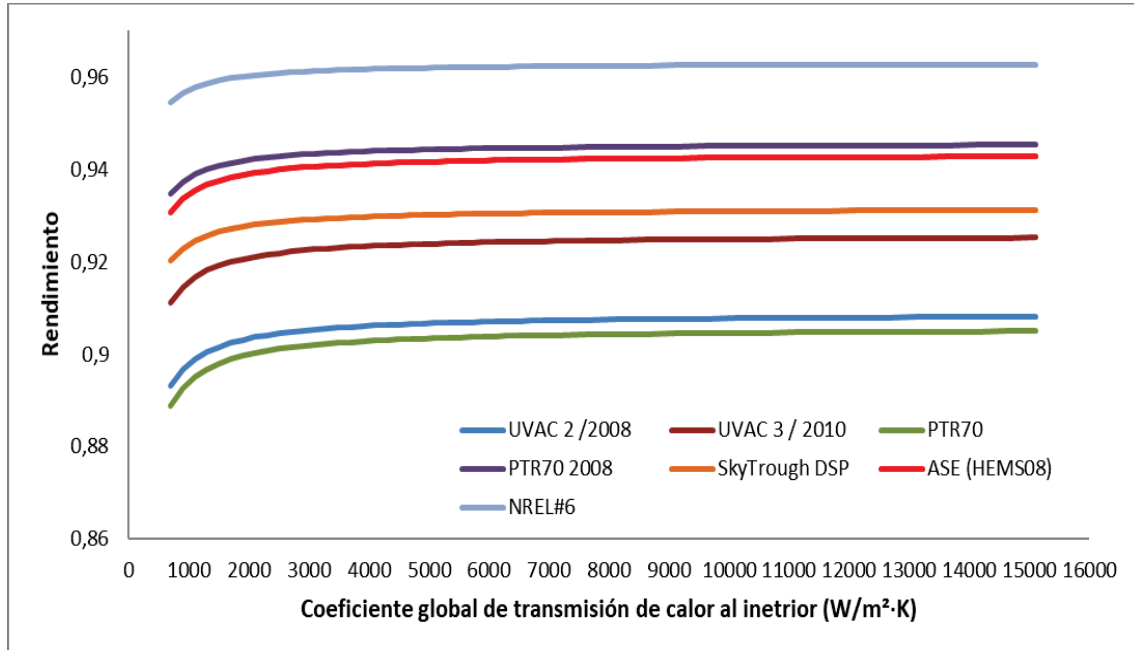


Fig. 5.8. Rendimiento térmico en función del coeficiente de transmisión de calor interior para: apertura del concentrador de 5,76 m,  $DNI=900 \text{ W/m}^2$  y  $T_f = 393 \text{ }^\circ\text{C}$

Para los valores correspondientes a coeficientes de transmisión de calor típicos en operación con gases presurizados la curva de rendimiento presenta una pendiente no despreciable. Por tanto, en las condiciones de operación típicas de CCP sí existe una reducción no despreciable del rendimiento con respecto a otros fluidos. En caso de aceite térmico, sales fundidas o metales fundidos la pendiente es muy reducida y, por tanto, las diferencias en rendimientos entre un fluido u otro son pequeñas.

La relación entre el rendimiento máximo alcanzable ( $U_{rec} \rightarrow \infty$ ) y el correspondiente al fluido utilizado, coincide con el valor de  $F'_{crit}$  (ec. 5.9), para aquellos casos en los que se pueda aplicar la expresión del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado.

$$\frac{\eta_x}{\eta_{x,U_\infty}} = F'_{crit} = \frac{U_{rec}}{U_{rec} + 4 \left[ \frac{\dot{q}'_{perd} / \pi D r_o}{\left( \left( \frac{\dot{q}'_{abs}}{U_{rec} + T_f} \right)^4 - T_{ext}^4 \right)} \right]^{1/4} T_f^3} \quad \text{Ec. 5.9}$$

Por tanto,  $F'_{crit}$  se podrá utilizar para calibrar la reducción del rendimiento por el uso de un fluido de transmisión de calor no "ideal". En general, la aproximación será adecuada para CCP, en primera aproximación, aunque, como ya se comentó, en el caso del uso de gases presurizados como HTF, con concentraciones geométricas altas, su valor puede variar ligeramente con respecto al real.

En la tabla 5.9 se presentan los valores de  $F'_{crit}$  para cada uno de los receptores, considerando cada uno de los fluidos analizados, para temperaturas de operación de  $T_f = 393$  °C.

Fluido	$\eta_x$ (%)						
	UVAC 2 / 2008	UVAC 3 / 2010	PTR70	PTR70 2008	SkyTrough DSP	ASE (HEMS08)	NREL #6
Gases presurizados (CO <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> )	98,56	98,83	98,51	99,14	99,05	99,05	99,41
Gases presurizados (H <sub>2</sub> , He)	98,99	99,18	98,95	99,40	99,33	99,33	99,59
Sales, aceite, agua	99,49	99,59	99,47	99,70	99,67	99,67	99,79
Sales, aceite, agua	99,66	99,72	99,65	99,80	99,78	99,78	99,86
Metales líquidos (Pb-Bi)	99,85	99,88	99,85	99,91	99,90	99,90	99,94
Metales líquidos (Na)	99,93	99,94	99,93	99,96	99,96	99,96	99,97

Tabla 5.9. Valores de  $F'_{crit}$  expresados en porcentaje ( $F'_{crit} \times 100$ ) para  $T_f = 393$  °C, considerando cada grupo de fluidos y receptor analizado<sup>12</sup>

En el caso de algunos de los receptores comerciales actuales (PTR70 2008, UVAC3 y HEMS08), tan sólo el uso de gases presurizados como HTF puede suponer una reducción del rendimiento cercana al 1% para esta temperatura. En el caso de aceite térmico, su efecto se reduce al 0,2- 0,4%.

En base a esto se pueden apuntar las siguientes ideas:

- En este rango de temperaturas el uso de otro fluido distinto al aceite no aporta una mejora del rendimiento térmico del colector que sea relevante en términos de coeficiente de transmisión de calor únicamente.
- La implantación de sistemas enfocados a mejorar la transmisión de calor en el interior, como aleteados o rugosidades, no mejorarían de forma sustancial el rendimiento térmico en este rango de temperaturas y considerando receptores comerciales actuales.
- La operación con gases presurizados presenta rendimientos inferiores a los de otros fluidos para iguales condiciones de trabajo y colector. En el caso de una planta de generación eléctrica este efecto puede ser aún mayor en comportamiento anual, ya que:
  - El método de regulación de carga está habitualmente basado en la regulación de caudal, por lo que una reducción del caudal a cargas parciales provocará una reducción aún mayor del rendimiento.
  - A medida que se reduce el flujo de radiación a cargas parciales, el efecto de un coeficiente de transmisión reducido es mayor, tal y como se puede observar analizando la ec. 3.115. Al disminuir el flujo de radiación absorbido, la pendiente en función del coeficiente de transmisión de calor al interior aumenta.

$$\frac{\partial \eta_{x,1er}}{\partial U_{rec}} = \frac{U_{crit}}{(U_{rec} + U_{crit})^2} \cdot \left( 1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right) = \frac{\eta_{x,1er} \cdot F'_{crit} \cdot U_{crit}}{U_{rec}^2} \quad \text{Ec. 5.10}$$

<sup>12</sup> Para el cálculo de la emisividad se utiliza el valor correspondiente a la temperatura del fluido. Este valor disminuirá si se tiene en cuenta el flujo de radiación.

La caída de rendimiento para fluidos con bajo coeficiente de transmisión de calor será mayor a medida que se aumente la temperatura de operación, lo que se analizará en el siguiente apartado.

### 5.1.1.4.3 Temperatura de trabajo

Una de las vías para la mejora del rendimiento en los diseños futuros pasa por la operación a temperaturas superiores. Este aumento de temperatura supone una caída del rendimiento térmico que, sin embargo, es compensada por el aumento del rendimiento del ciclo en un amplio rango de condiciones.

En la fig. 5.9 se muestra la evolución del rendimiento en función de la temperatura para los receptores analizados hasta ahora, suponiendo operación con aceite térmico ( $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ) y un concentrador de 5,76 m de apertura.

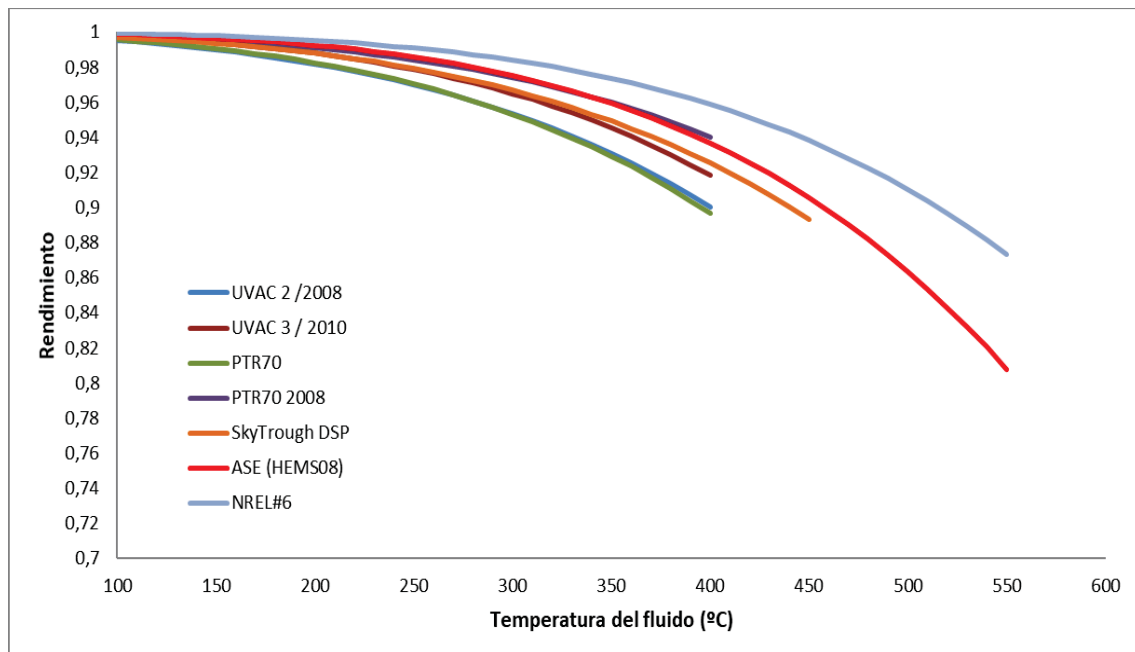


Fig. 5.9. Rendimiento térmico en función de la temperatura del fluido, para apertura del concentrador de 5,76 m,  $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

Dependiendo del receptor elegido, la pendiente de la curva con respecto a la temperatura se va modificando, pudiéndose observar cómo, por ejemplo, el rendimiento de un receptor tipo HEMS08 es mayor que el correspondiente a PTR70 2008 hasta una temperatura de aproximadamente 300 °C, invirtiéndose esta tendencia para temperaturas superiores.

Dicha pendiente viene gobernada por la ec. 3.116, presentada en el capítulo 3 y expuesta de nuevo en éste, para facilitar el seguimiento del trabajo.

$$\frac{\partial \eta_{x,1^{er}}}{\partial T_f} = - \left[ \frac{F'_{crit} \cdot U_{crit}}{\dot{q}_{abs}} + 12 \cdot \sigma \cdot \varepsilon \cdot F'_{crit} \cdot \eta_{x,1^{er}} \cdot \frac{T_f^2}{U_{rec}} \right] \quad \text{Ec. 3.116}$$

El factor  $U_{crit}$  depende de la temperatura de operación al cubo, lo que provoca que el gradiente del rendimiento con la temperatura pase de un 0,7% cada 10 °C a 450 °C, a doblarse para 550 °C

(1,4% cada 10 °C), para el receptor HEMS08. El segundo factor es despreciable en este rango de trabajo.

Muchos de los receptores analizados no permiten su trabajo a temperaturas por encima de 400 °C por lo que, para el análisis a mayores temperaturas, se incluyen dos receptores adicionales:

- SkyTrough DSP 90: se trata de la versión del receptor de Skyfuel para la operación con sales fundidas. En esta versión el receptor tiene un diámetro de 90 mm. El cálculo de su emisividad equivalente se ha realizado en base a los resultados experimentales presentados en [11].
- SCHOTT PTR70 4ª generación (modelo “advance” [20]): se trata de la versión de SCHOTT adaptada para el trabajo a altas temperaturas. No se han podido localizar ensayos realizados para este colector, pero sí valores de emisividad en función de la temperatura [19]. Para obtener los coeficientes correspondientes a la curva para la emisividad equivalente se utiliza la metodología propuesta en el capítulo 4.

Para estos dos nuevos receptores, los coeficientes obtenidos son los expuestos en la tabla 5.10:

Receptor	A1	A0	absortividad
SkyTrough DSP 90	1,74E-04	1,15E-03	---
SCHOTT 4ª Generación	1,73E-04	5,43E-02	92

Tabla 5.10. Constantes del modelo de emisividad equivalente para cada uno de los receptores introducidos para el cálculo con sales

El recubrimiento seleccionado por SCHOTT para su 4ª generación presenta una absortividad inferior [19] a la de los recubrimientos habituales en CCP (95-96%), pero reduce de manera importante la emisividad a altas temperaturas, como las necesarias para el trabajo con sales.

En la fig. 5.10 se incluyen los dos recubrimientos anteriores para las condiciones planteadas en la fig. 5.9.

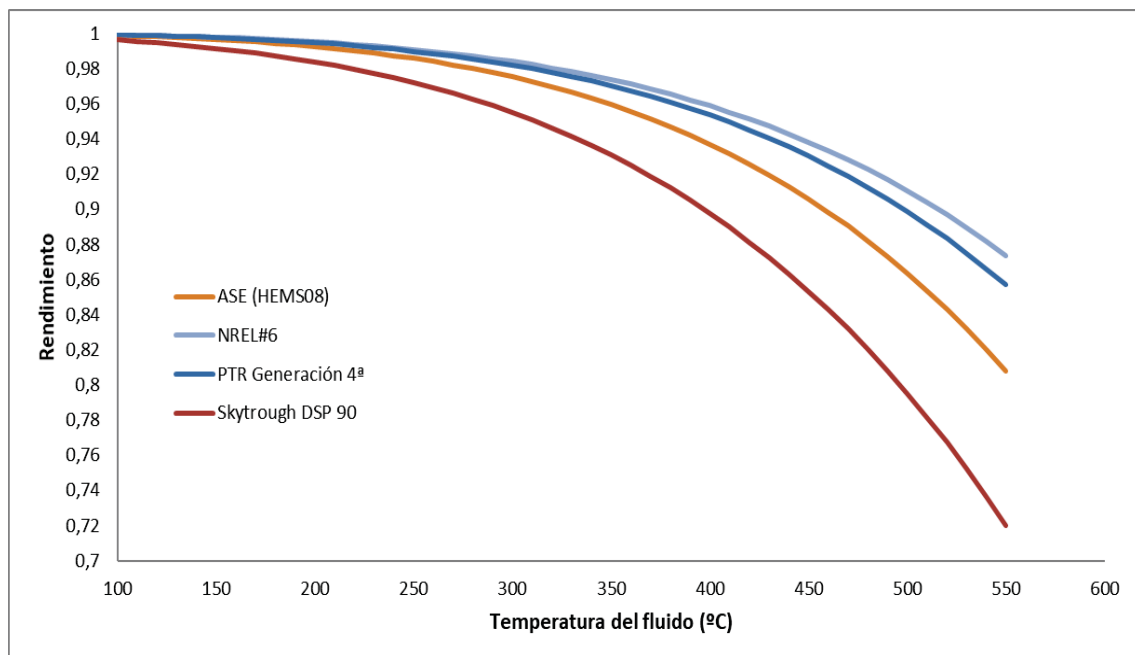


Fig. 5.10. Rendimiento térmico en función de la temperatura del fluido, para apertura del concentrador de 5,76 m,  $DNI=900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , para el funcionamiento con sales

Hay que tener en cuenta que el rendimiento térmico correspondiente al receptor PTR Generación 4ª en realidad sería inferior, debido a su menor absorptividad. Se recuerda que, para estas gráficas, el rendimiento óptico se supone igual para todos ellos, de modo que se puedan separar efectos. Por tanto, aunque en todo el rango de temperaturas se observan unas mejores prestaciones que el receptor HEMS08, esto podría no ser así en todo el rango.

También se observa cómo el receptor de SkyFuel presenta los rendimientos más bajos, debido fundamentalmente al diámetro del receptor que, al ser mayor, aumentan también las pérdidas de calor al exterior.

Tal y como se comentó en el apartado anterior, la caída de rendimiento para coeficientes de transmisión de calor al interior bajos se acentúa a medida que se aumenta la temperatura de trabajo. En la tabla 5.11 se representan los valores de  $F'_{crit}$  para cada grupo de fluidos, en el caso de temperatura igual a 565 °C y una apertura de 5,76 m.

Fluido ( $T_f = 565$ °C)	$\eta_x$ (%)			
	ASE (HEMS08)	NREL6	PTR Generación 4ª	Skytrough DSP 90
Gases presurizados (CO <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> ,	97,71	98,35	98,14	97,18
Gases presurizados (H <sub>2</sub> , He)	98,38	98,84	98,69	98,01
Sales, agua	99,19	99,42	99,34	99,00
Sales, agua	99,46	99,61	99,56	99,33
Metales líquidos (Pb-Bi)	99,77	99,83	99,81	99,71
Metales líquidos (Na)	99,89	99,92	99,91	99,86

Tabla 5.11. Valores de  $F'_{crit}$  (%) para  $T_f = 565$  °C, considerando cada grupo de fluidos y receptores analizados para el trabajo a altas temperaturas

Para esta temperatura se observa que la caída del rendimiento térmico para receptores comerciales se encuentra en el rango del 1,3-2,8% cuando el HTF es un gas presurizado. Para el caso de sales fundidas, la penalización del rendimiento estaría en el rango 0,4-1 %. En ambos casos sería necesario completar este análisis paramétrico con un análisis de costes de las posibles mejoras que se pudiesen incluir para mejorar dicho coeficiente. Entre los elementos a considerar se encuentran aleateados o la adicción de nanopartículas [21-23].

Se analiza ahora el efecto de la apertura del colector para distintas temperaturas. Para ello, se recogen en la tabla 5.12 valores del rendimiento, a modo de comparativa, para aperturas de 5,76 m y 7,5 m a diferentes temperaturas. Se puede ver cómo, para temperaturas de 550 °C, las diferencias de rendimiento entre una apertura y otra se encuentran aproximadamente entre 3% y el 6% (tabla 5.12). Tal y como se comentó en anteriores apartados, el estudio realizado para la obtención del diámetro del receptor óptimo, en base al cálculo del *LCOE* para colectores ET (apertura 5,76 m) y UT (apertura 7,5 m) en plantas de 50 y 100 MW [19], establece que el diámetro óptimo en este caso es de 70 mm. Si se considera un receptor como HEMS08 se pasa de un salto en rendimiento de 1,4% a 400 °C a un salto del 4,3% a 550 °C. Por tanto, mientras que en el caso de aceite térmico el diámetro óptimo estaba entre 76 y 90 mm, al aumentar la temperatura, la caída de rendimiento térmico para un diámetro mayor tiene una importancia relevante en el análisis del *LCOE*.



Tª del fluido (°C)	$\eta_x$ (%)			
	ASE (HEMS08)	NREL#6	PTR Generación 4ª	Skytrough DSP 90
	Apertura = 5,76 m			
300,00	97,52	98,40	98,20	95,50
350,00	95,94	97,36	97,03	93,08
400,00	93,69	95,88	95,36	89,76
450,00	90,57	93,82	93,02	85,32
500,00	86,35	91,03	89,87	79,49
550,00	80,79	87,35	85,69	72,00
Tª del fluido (°C)	Apertura = 7,5 m			
300,00	98,06	98,75	98,59	96,50
350,00	96,83	97,94	97,68	94,62
400,00	95,08	96,79	96,38	92,05
450,00	92,65	95,19	94,57	88,61
500,00	89,38	93,02	92,12	84,11
550,00	85,07	90,17	88,87	78,31
$\Delta\eta_x$ (%)				
$\Delta\eta_x$ [Ap. 7,5-Ap. 5,76; T = 300°C]	0,54	0,35	0,39	1,00
$\Delta\eta_x$ [Ap. 7,5-Ap. 5,76; T = 550°C]	4,28	2,82	3,19	6,31

Tabla 5.12. Rendimiento térmico (%) en función de la temperatura para dos aperturas de reflector distintas, suponiendo  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$  y para operación a altas temperaturas

En la fig. 5.11 se puede observar el efecto de trabajar a distintos flujos de radiación, suponiendo operación con sales fundidas a una temperatura media de 429 °C.

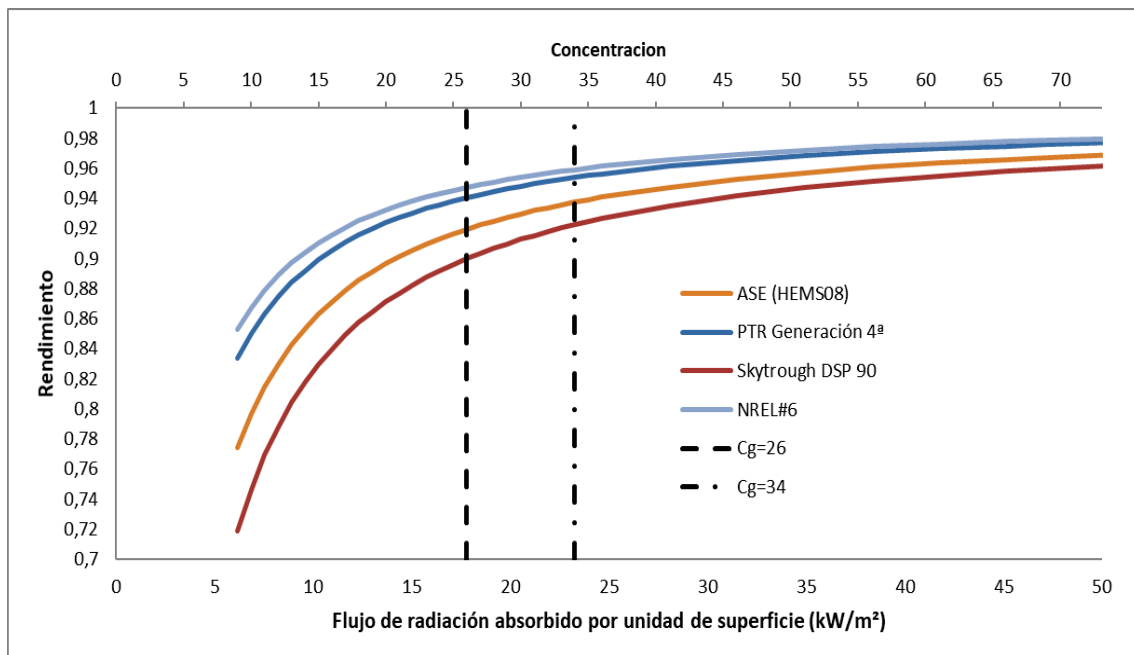


Fig. 5.11. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$  y  $T_f = 429 \text{ °C}$

<i>C<sub>g</sub></i>	<i>η<sub>x</sub></i> (%)			
	ASE (HEMS08)	NREL#6	PTR Generación 4 <sup>a</sup>	Skytrough DSP 90
<b>13</b>	84,26	89,71	88,39	80,39
<b>17</b>	87,87	92,07	91,05	84,91
<b>26</b>	91,94	94,73	94,05	89,99
<b>34</b>	93,75	95,91	95,39	92,24
<b>69</b>	96,72	97,85	97,58	95,96
<b>194</b>	98,55	99,05	98,92	98,25
<b>216</b>	98,65	99,11	99,00	98,37
Diferencias	<i>Δη<sub>x</sub></i> (%)			
<b><i>Δη<sub>x</sub></i> [<i>C<sub>g</sub></i> = 26- <i>C<sub>g</sub></i> = 13]</b>	7,68	5,02	5,66	9,59
<b><i>Δη<sub>x</sub></i> [<i>C<sub>g</sub></i> = 34- <i>C<sub>g</sub></i> = 17]</b>	5,87	3,84	4,33	7,33
<b><i>Δη<sub>x</sub></i> [<i>C<sub>g</sub></i> = 17- <i>C<sub>g</sub></i> = 13]</b>	3,62	2,36	2,67	4,51
<b><i>Δη<sub>x</sub></i> [<i>C<sub>g</sub></i> = 34- <i>C<sub>g</sub></i> = 26]</b>	1,81	1,18	1,33	2,26
<b><i>Δη<sub>x</sub></i> [<i>C<sub>g</sub></i> = 69- <i>C<sub>g</sub></i> = 26]</b>	4,78	3,12	3,52	5,97
<b><i>Δη<sub>x</sub></i> [<i>C<sub>g</sub></i> = 69- <i>C<sub>g</sub></i> = 34]</b>	2,97	1,94	2,19	3,71
<b><i>Δη<sub>x</sub></i> [<i>C<sub>g</sub></i> = 194- <i>C<sub>g</sub></i> = 26]</b>	6,61	4,32	4,87	8,26
<b><i>Δη<sub>x</sub></i> [<i>C<sub>g</sub></i> = 194- <i>C<sub>g</sub></i> = 34]</b>	4,80	3,14	3,54	6,01

Tabla 5.13. Rendimiento térmico (%) en función del flujo de radiación absorbido para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $DNI=900 \text{ W}/\text{m}^2$  y  $T_f = 429 \text{ }^\circ\text{C}$ . Comparativa para distintos valores de concentración geométrica

A medida que se aumenta la temperatura se observa que, para los valores de concentración habituales en CCP, las diferencias en rendimiento para puntos de operación fuera de diseño aumentan con respecto a la operación a 350 °C, doblándose para los casos de HEMS08 y NREL#6 ( $\Delta\eta_x [C_g = 26-C_g = 13]$  y  $\Delta\eta_x [C_g = 34-C_g = 17]$ , con respecto a la tabla 5.7). En el caso de SkyTrough DSP (con 90 mm de diámetro) la caída puede llegar casi al 10% ( $\Delta\eta_x [C_g = 26-C_g = 13]$ ), cuando la *DNI* se reduce a la mitad. Este efecto también se traslada al potencial de mejora con respecto al máximo alcanzable ( $C_g = 194$ ), de tal modo que el margen también se dobla.

#### 5.1.1.4.4 Análisis de recubrimientos selectivos

Tal y como se planteó en el apartado correspondiente a recubrimientos selectivos, el trabajo a mayores temperaturas incrementa la región de longitudes de onda que cae en la zona donde, por un lado, se necesita una alta absorptividad de la radiación que proviene del Sol y, por otro lado, una baja emisividad del absorbedor a la temperatura de trabajo. Esto hace que, en ocasiones sea necesaria la búsqueda de un recubrimiento con un compromiso adecuado entre absorptividad y emisividad. Este problema es similar al encontrado con los recubrimientos selectivos aplicados a sistemas de torre central, donde ese compromiso también es fundamental para obtener un recubrimiento que sea óptimo. Este caso se tratará más adelante.

En este sentido, SCHOTT, en su 4ª generación de colector propone un recubrimiento con una emisividad más reducida a temperaturas altas, pero que pierde capacidad de absorción [19]. En [24] se expone que la combinación de recubrimientos en función de la temperatura de trabajo de cada uno de los receptores conduce a una mejora de rendimientos y una reducción del *LCOE*.

Se hace necesario plantear algún modelo/regla que ayude a identificar para qué combinaciones de absorptividad/emisividad el recubrimiento presenta un mejor rendimiento. En el caso de torre central sí se ha desarrollado alguna regla, tal y como se expuso en el capítulo 2. Sin embargo, en CCP no se encuentra ninguna ecuación que permita clasificar los recubrimientos según su rendimiento en este nuevo rango de temperaturas. Del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado se puede extraer una expresión para el rendimiento total, de manera que recoja la contribución de ambos factores (ec. 5.11).

$$\eta_{x,t} = \alpha_{solar} \cdot \tau \cdot \rho \cdot \gamma|_{\theta=0^\circ} \cdot k(\theta) \cdot F'_{crit} \cdot \left(1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''}\right) = F'_{crit} \cdot \left(\alpha_{solar} \cdot \tau \cdot \rho \cdot \gamma|_{\theta=0^\circ} \cdot k(\theta) - \frac{\dot{q}_{crit}''}{Cg \cdot DNI}\right) = FOM \quad \text{Ec. 5.11}$$

El resultado de dicha ecuación se denominará *FOM* (Figure Of Merit), de acuerdo al nombre dado a estas expresiones en la literatura específica. A través de ella se puede obtener la relación entre absorptividad y emisividad para un mismo rendimiento total en función de la temperatura del HTF, entre otras variables.

Si se aplica dicha expresión a los receptores seleccionados, suponiendo valores típicos en CCP para el resto de los parámetros ópticos ( $\tau = 0,96$ ;  $\rho = 0,95$ ,  $\gamma = 0,93$  y  $Cg = 26$ ), se obtiene la fig. 5.12. En dicha figura se observa que la operación con PTR70 2008 en la región de 250-400 °C tiene un rendimiento de aproximadamente el 2 % superior que la que tendría la operación con el nuevo recubrimiento.

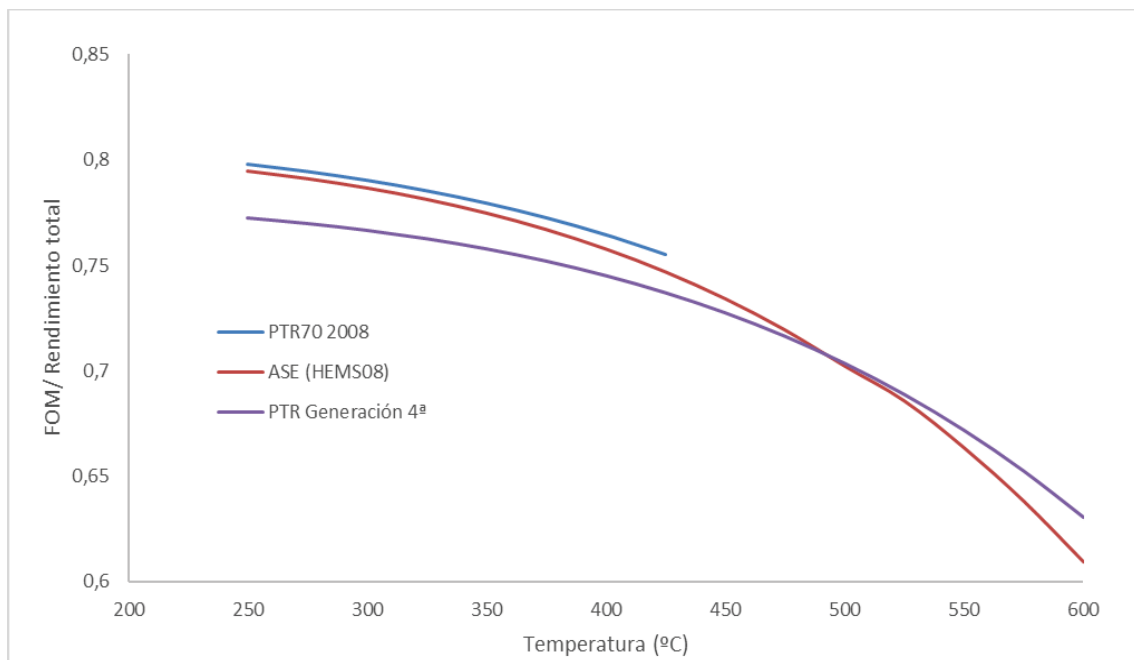


Fig. 5.12. *FOM* en función de la temperatura con  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ ,  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$  y  $Cg = 26$ , para los receptores analizados

Por otro lado, a partir de 500 °C, el uso de un recubrimiento como el correspondiente a PTR Generación 4ª, con valores más reducidos de emisividad y absorptividad, presentaría unas mejores prestaciones que el caso del receptor HEMS08 (tabla 5.14).

Tª del fluido (°C)	$\eta_{x,t}$ (%)		
	PTR70 2008	ASE (HEMS08)	PTR Generación 4ª
250	79,80	79,51	77,27
275	79,45	79,15	77,01
300	79,04	78,71	76,69
325	78,54	78,16	76,29
350	77,95	77,51	75,81
375	77,26	76,73	75,23
400	76,45	75,80	74,54
425	75,51	74,70	73,73
450	---	73,42	72,77
475	---	71,93	71,66
500	---	70,21	70,38
525	---	68,24	68,90
550	---	65,97	67,20

Tabla 5.14. FOM /rendimiento total (%) en función de la temperatura con  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ ,  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  y  $Cg = 26$ , para los receptores analizados

Este efecto aparece antes si se trabaja con  $DNI$  iguales a la mitad de la de diseño debido a que la emisividad es un factor aún más dominante.

El cruce ahora ocurre para 400 °C aproximadamente (fig. 5.13). Por tanto, fuera de diseño, la mejora introducida por un recubrimiento del tipo propuesto por SCHOTT para su generación 4ª es aún mayor.

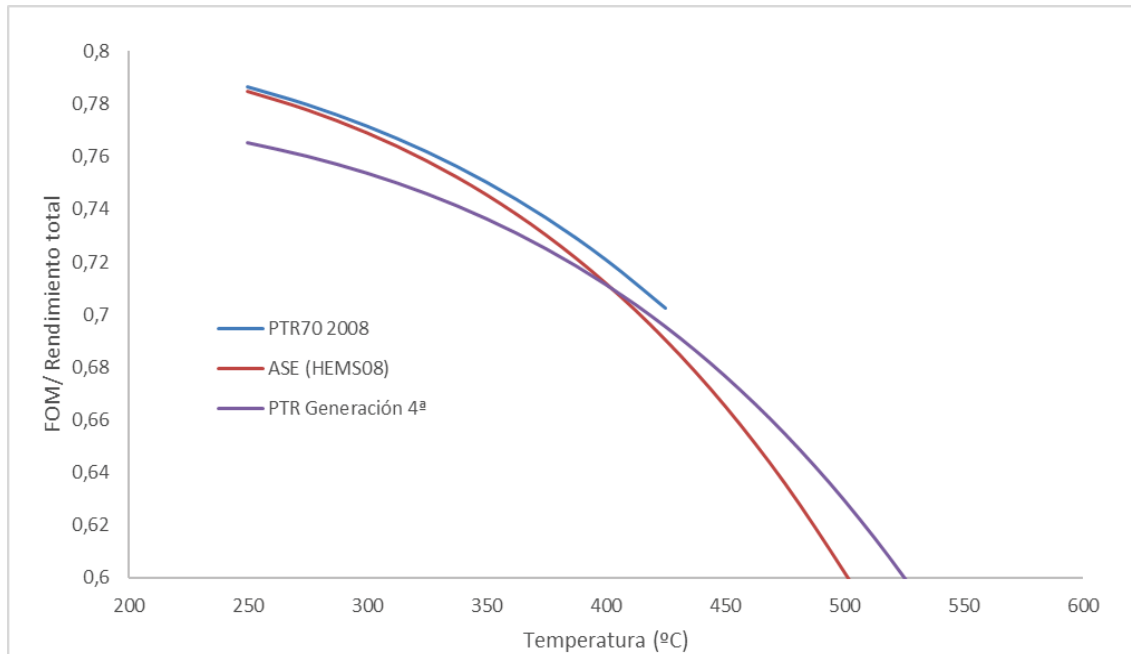


Fig. 5.13. FOM /rendimiento total en función de la temperatura con  $DNI = 450 \text{ W/m}^2$ ,  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  y  $Cg = 26$ , para los receptores analizados

En la tabla 5.15 se recogen algunos valores numéricos correspondientes a dicho punto de operación.

Tª del fluido (°C)	$\eta_{x,t}$ (%)		
	PTR70 2008	ASE (HEMS08)	PTR Generación 4ª
250	78,66	78,48	76,55
275	77,98	77,78	76,03
300	77,16	76,91	75,39
325	76,19	75,84	74,61
350	75,03	74,56	73,66
375	73,67	73,02	72,52
400	72,07	71,19	71,16
425	70,22	69,04	69,55
450	---	66,52	67,67
475	---	63,59	65,47
500	---	60,19	62,93
525	---	56,55	60,00
550	---	52,10	56,65

Tabla 5.15. FOM /rendimiento total (%) en función de la temperatura del fluido con  $DNI = 450 \text{ W/m}^2$ ,  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$  y  $Cg = 26$  para los receptores analizados

A la vista de los resultados, en el caso de la operación en una planta con sales fundidas, una propuesta que mejoraría el rendimiento sería incluir receptores con recubrimientos como los utilizados en colectores de aceite hasta su límite de temperatura (440 °C aproximadamente) e introducir receptores con recubrimientos del tipo SCHOTT 4ª Generación a partir de dicha temperatura. En esta línea, el estudio presentado en [25] propone el uso del recubrimiento selectivo de 4ª generación para alta temperatura (>420 °C) e incluir otros recubrimientos con combinaciones intermedias de emisividad y absorptividad por debajo de dicha temperatura, como caso óptimo de su estudio.

Si se compara el receptor HEMS08 con el receptor PTR70 de 4ª generación para alta temperatura, el rendimiento a una temperatura media de operación en una planta de sales (429 °C) sería mayor en el caso de HEMS08 para la  $DNI$  de diseño. Tan sólo cambiaría la tendencia para una  $DNI$  igual a la mitad de la de diseño. Por tanto, salvo que se escoja una combinación tal y como la propuesta anterior, el rendimiento obtenido por el receptor HEMS08 sería mayor.

En el caso de diseños basados en gases presurizados se puede comprobar que las conclusiones son iguales a las obtenidas para sales, ocurriendo los cortes a temperaturas ligeramente diferentes y con reducciones en el rendimiento del orden de las ya comentadas en el apartado 5.1.1.4.2 (para el caso de HEMS08).

### 5.1.1.5 Rendimiento global para colectores cilindro-parabólicos

Tal y como se planteó en el capítulo 2 existen dos efectos contrapuestos entre el rendimiento del colector y el rendimiento del ciclo de potencia a medida que se aumenta la temperatura de operación. Así, el rendimiento alcanzable en el ciclo es superior a altas temperaturas, sin embargo, el rendimiento térmico en el colector disminuye.

De cara al análisis del ciclo se propusieron dos alternativas para dar un valor al rendimiento global que se puede obtener:

- Ciclo de Carnot como límite termodinámico.
- Aproximación de Novikov-Curzon-Ahlborn [26] como rendimiento tipo de ciclos en motores térmicos actuales [27].

El rendimiento global para ambas aproximaciones en condiciones de diseño se corresponde con las ecuaciones 5.12 y 5.13, respectivamente, en el caso de los receptores correspondientes a CCP comerciales, ya que el modelo local de primer grado es adecuado para el cálculo del rendimiento térmico.

$$\eta_{x,g} = \eta_{opt,pico} \cdot F'_{crit} \cdot \left[1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''}\right] \cdot \left(1 - \frac{T_{ext}}{T_f}\right) \quad \text{Ec. 5.12}$$

$$\eta_{x,g} = \eta_{opt,pico} \cdot F'_{crit} \cdot \left[1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''}\right] \cdot \left(1 - \left(\frac{T_{ext}}{T_f}\right)^{1/2}\right) \quad \text{Ec. 5.13}$$

En este caso se sustituye la temperatura del receptor por la temperatura media del fluido ( $\bar{T}_f$ )<sup>13</sup>, ya que es esta temperatura la que se considera como la correspondiente a la temperatura media de intercambio de calor con el ciclo. Tanto  $F'_{crit}$  como  $\dot{q}_{crit}''$  se calcularían también a la temperatura media del fluido en el colector. Aunque en última instancia sería necesario abordar el cálculo mediante los modelos globales de rendimiento térmico al colector completo, su análisis en base a la temperatura media usando los modelos locales puede proporcionar información interesante de cara al diseño.

En los siguientes apartados se analizarán algunos de los receptores comerciales para varios HTF.

#### 5.1.1.5.1 Operación con aceite térmico

En la tabla 5.16 se representan los rendimientos globales para las concentraciones correspondientes a los colectores comerciales ( $C_g = 26-34$ ) en operación con aceite y para los casos de la aplicación del rendimiento de Carnot y el de Novikov. Se tienen en cuenta aquellos receptores que pueden trabajar a mayores temperaturas de cara a establecer comparaciones con los casos de operación con sales (tabla 5.17).

Se ha considerado que la temperatura media de operación del colector es 350 °C, mientras que la temperatura de salida del aceite es de 393 °C y la exterior 25 °C. De cara al rendimiento óptico se han supuesto los valores ya expuestos en el apartado anterior para cada uno de los receptores ( $\tau = 0,96$ ;  $\rho = 0,95$ ,  $\gamma = 0,93$  y los valores de absorptividad dados en la tabla 5.5 y la tabla 5.10 para

<sup>13</sup> Realmente para hacer un cálculo más exacto se debería recurrir a la temperatura entrópica media, pero las diferencias serán reducidas y se trata simplemente de una aproximación

cada uno de los receptores). Se sigue considerando una *DNI* de diseño de 900 W/m<sup>2</sup> y el coeficiente de transmisión interior igual a 3.000 W/(m<sup>2</sup>·K).

Colector	<i>Cg</i> = 26		<i>Cg</i> = 34	
	$\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\eta_{x,g}$ Novikov (%)	$\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\eta_{x,g}$ Novikov (%)
<b>PTR70 2008</b>	40,09	23,70	40,45	23,91
<b>ASE (HEMS08)</b>	40,13	23,72	40,50	23,94
<b>NREL#6</b>	40,70	24,06	40,94	24,20
<b>PTR Generación 4<sup>a</sup></b>	39,26	23,21	39,52	23,36

Tabla 5.16. Rendimiento global (%) para varios receptores, en un ciclo operando con aceite ( $T_{fs} = 393$  °C,  $\bar{T}_f = 343$  °C,  $DNI = 900$  W/m<sup>2</sup> y  $U_{rec} = 3.000$  W/(m<sup>2</sup>·K)), considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov, para *Cg* = 26 y *Cg* = 34

Se observa que los rendimientos globales son superiores a los rendimientos pico dados para plantas de tecnología basada en CCP, 21 % [28]. Sin embargo, considerando que no se han añadido ni las pérdidas en soportes de los colectores ni en tubería y que, además, tampoco se ha introducido el consumo del bombeo en colectores, se puede considerar una aproximación adecuada. Por tanto, al proporcionar resultados de rendimiento global similares a los reales y recogiendo de manera aproximada el efecto del aumento de temperatura sobre el ciclo, esta aproximación es adecuada de cara a comparar distintos modelos de receptor para diferentes condiciones de operación.

Los rendimientos de colectores comerciales estarían en una horquilla del 1% aproximadamente. Las horquillas de rendimiento dentro de cada valor de concentración tienen una amplitud similar, mejorando el rendimiento un 0,2% por el paso desde 26 hasta 34. Por otro lado, un recubrimiento selectivo teórico como el de NREL#6 podría aumentar dicho rendimiento en un 0,3% con respecto al mejor de los receptores comerciales (HEMS08). En el caso del rendimiento global basado en la aproximación de rendimiento de Carnot, estas horquillas aumentan (llegando casi al doble en algunos casos) y, por tanto, dando lugar a posibles conclusiones erróneas.

### 5.1.1.5.2 Operación con sales fundidas

En el caso de la operación con sales fundidas (tabla 5.15), la temperatura media de operación del colector es 429 °C, mientras que la temperatura de salida de las sales es de 565 °C y la exterior 25 °C.

Como se puede observar en la tabla 5.15, el colector HEMS08 todavía presenta un rendimiento de un 0,33% superior al receptor PTR70 4<sup>a</sup> Generación en su punto de diseño.

Colector	<i>Cg</i> = 26		<i>Cg</i> = 34	
	$\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\eta_{x,g}$ Novikov (%)	$\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\eta_{x,g}$ Novikov (%)
<b>ASE (HEMS08)</b>	42,64	25,82	43,41	26,28
<b>NREL#6</b>	43,83	26,54	44,33	26,84
<b>PTR Generación 4<sup>a</sup></b>	42,09	25,49	42,66	25,83

Tabla 5.17. Rendimiento global para varios receptores en un ciclo operando con sales fundidas ( $T_{fs} = 565$  °C,  $\bar{T}_f = 429$  °C,  $DNI = 900$  W/m<sup>2</sup> y  $U_{rec} = 3.000$  W/(m<sup>2</sup>·K)) considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov y para *Cg* = 26 y *Cg* = 34

El aumento de la concentración a esta temperatura tiene un mayor efecto sobre el rendimiento global, produciendo un aumento 2,4 veces superior al que se producía a 350 °C. Esto es debido a que, al aumentar la temperatura, dichas concentraciones caen en una región de la curva de mayor pendiente, tal y como se expuso en el análisis de la tabla 5.12.

En la tabla 5.18 se muestran las diferencias entre el ciclo de aceite y el correspondiente a sales.

Colector	<b>Cg = 26</b>		<b>Cg = 34</b>	
	$\Delta\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\Delta\eta_{x,g}$ Novikov (%)	$\Delta\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\Delta\eta_{x,g}$ Novikov (%)
<b>ASE (HEMS08)</b>	2,51	2,09	2,91	2,35
<b>NREL#6</b>	3,13	2,48	3,39	2,64
<b>PTR Generación 4<sup>a</sup></b>	2,84	2,28	3,14	2,47

Tabla 5.18. Comparativa entre los valores de rendimiento global para la operación con aceite y con sales fundidas, considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov y para Cg = 26 y Cg = 34

Por tanto, se producen mejoras importantes en el rendimiento global que serán mayores a medida que aumenta la concentración. La mayor mejora se produce para el recubrimiento NREL#6, sobrepasando el 2,5%, con una concentración de 34.

### 5.1.1.5.3 Operación con gases presurizados

Si se plantea un ciclo con operación igual al caso de sales fundidas, pero con gases presurizados y, por tanto, modificando su coeficiente de transmisión de calor al interior hasta 700 W/(m<sup>2</sup>·K), se obtienen los resultados presentados en la tabla 5.19.

Colector	<b>Cg = 26</b>		<b>Cg = 34</b>	
	$\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\eta_{x,g}$ Novikov (%)	$\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\eta_{x,g}$ Novikov (%)
<b>ASE (HEMS08)</b>	42,11	25,49	42,86	25,95
<b>NREL#6</b>	43,47	26,32	43,96	26,62
<b>PTR Generación 4<sup>a</sup></b>	41,70	25,25	42,25	25,58

Tabla 5.19. Rendimiento global para varios receptores, en un ciclo operando con gases presurizados ( $T_{fs} = 565$  °C,  $\bar{T}_f = 429$  °C,  $DNI = 900$  W/m<sup>2</sup> y  $U_{rec} = 700$  W/(m<sup>2</sup>·K)) considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov y para Cg = 26 y Cg = 34

En este caso, el rendimiento cae entre el 0,22-0,33% con respecto a la operación con sales (tabla 5.20). La posibilidad de operar con ciclos directos en el caso de gases podría reducir estas diferencias debido a que se reducen otras pérdidas en el intercambio no consideradas en este análisis.

Colector	<b>Cg = 26</b>		<b>Cg = 34</b>	
	$\Delta\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\Delta\eta_{x,g}$ Novikov (%)	$\Delta\eta_{x,g}$ Carnot (%)	$\Delta\eta_{x,g}$ Novikov (%)
<b>ASE (HEMS08)</b>	-0,54	-0,32	-0,55	-0,33
<b>NREL#6</b>	-0,36	-0,22	-0,37	-0,22
<b>PTR Generación 4<sup>a</sup></b>	-0,40	-0,24	-0,41	-0,25

Tabla 5.20. Rendimientos globales, considerando el rendimiento de Carnot y el de Novikov y para Cg = 26 y Cg = 34. Comparativa entre operación para para sales fundidas y para gases presurizados



Se observa que la caída del rendimiento del colector debido al uso de gases presurizados queda apantallada, en parte, por el ciclo de potencia y su efecto es más reducido. A medida que aumente la temperatura media del HTF, este efecto será más relevante por dos razones:

- El rendimiento térmico del colector tiene una mayor importancia sobre el comportamiento del rendimiento global.
- El coeficiente de transmisión de calor al interior produce cambios más acentuados sobre el rendimiento térmico del receptor.

#### 5.1.1.5.4 Análisis paramétrico del rendimiento global

Para este análisis se supone que es válida la extrapolación de los coeficientes de transmisión de calor al exterior para temperaturas superiores a las de su rango de validez. Esto sólo se plantea desde el punto de vista de un ejercicio teórico de cara a establecer posibles tendencias.

En la fig. 5.14 se representa la evolución del rendimiento, según Novikov, en función de la temperatura y para las concentraciones máxima y mínima de los colectores comerciales.

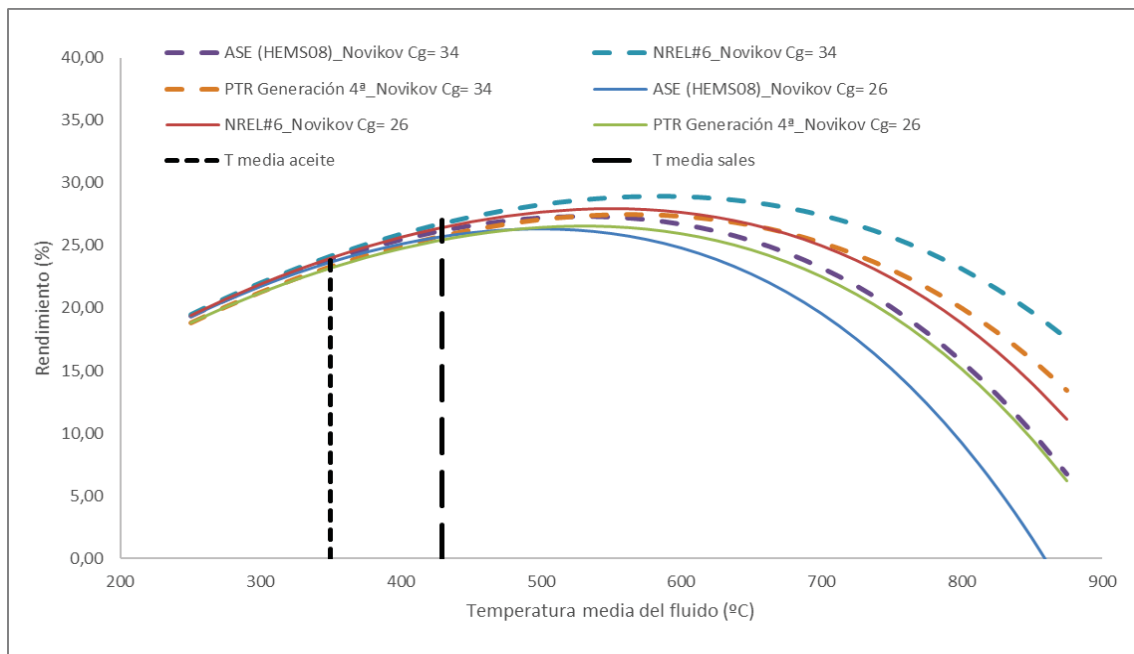


Fig. 5.14. Rendimiento global para varios receptores, para distintas temperaturas medias del fluido ( $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ), considerando el rendimiento de Novikov y para  $C_g = 26$  y  $C_g = 34$

En la fig. 5.14 se observa que el máximo rendimiento aumenta para valores de concentración mayores y dicho rendimiento se alcanza a temperaturas superiores, tal y como se comentó en el capítulo 2. La operación con aceite está aún alejada de ese máximo, mientras que, en el caso de sales, el punto de operación se aproxima a dicho máximo. Por tanto, si se aumenta la temperatura el grado de mejora es reducido sin aumentar la concentración.

También se observa que se acentúan las diferencias entre unos receptores y otros a medida que se aumenta la temperatura.

Si estas mismas curvas se representan para una  $DNI$  de  $450 \text{ W/m}^2$ , se observa que los puntos de operación se aproximan más a los de máximo rendimiento (fig. 5.15). En el caso de la propuesta de ASE, este punto de operación estaría incluso más allá del máximo.

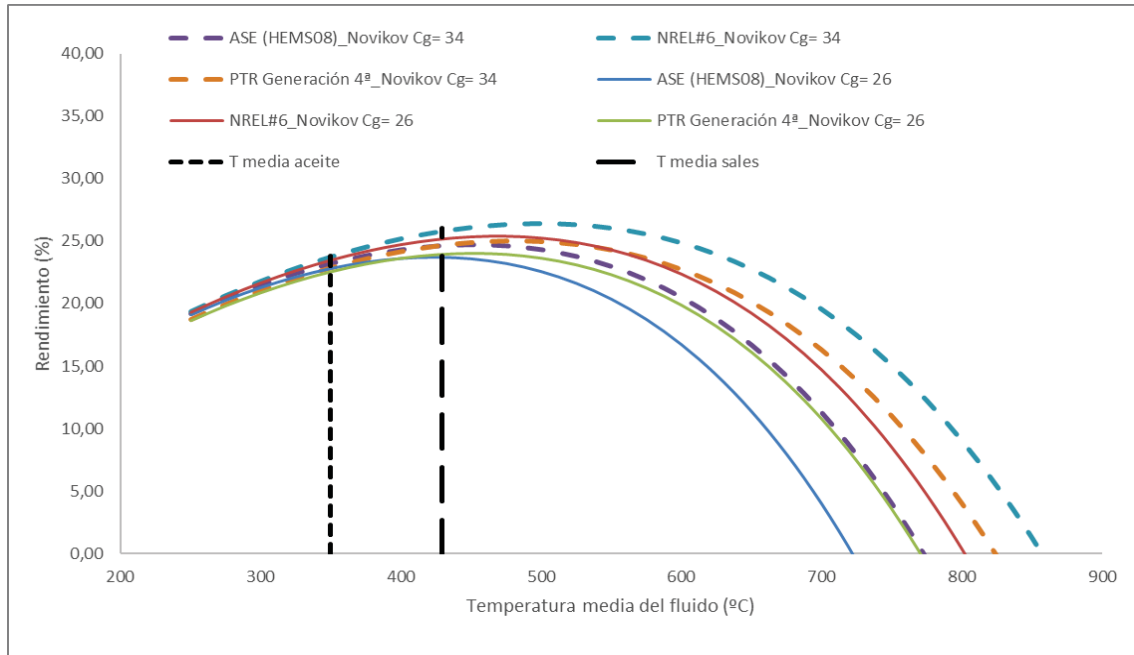


Fig. 5.15. Rendimiento global para varios receptores, para distintas temperaturas medias del fluido ( $DNI = 450 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$ ), considerando el rendimiento de Novikov y para  $Cg = 26$  y  $Cg = 34$

En la tabla 5.21 se observa cómo la caída del rendimiento en condiciones fuera de diseño ( $DNI$  inferior) se hace más significativa a medida que aumenta la temperatura, por lo que es necesario aumentar la concentración no sólo por las mejoras en su punto de diseño sino por las mejoras, aún mayores, en condiciones de trabajo fuera de diseño.

Tª del fluido (°C)	$\Delta\eta_{x,g}$ (%)					
	ASE (HEMS08) Cg = 26	NREL#6 Cg = 26	PTR Gen 4ª Cg = 26	ASE (HEMS08) Cg = 34	NREL#6 Cg = 34	PTR Gen 4ª Cg = 34
250	-0,25	-0,16	-0,18	-0,19	-0,12	-0,14
300	-0,50	-0,32	-0,36	-0,38	-0,25	-0,28
350	-0,91	-0,59	-0,66	-0,69	-0,45	-0,51
400	-1,54	-1,00	-1,13	-1,18	-0,77	-0,86
450	-2,47	-1,62	-1,83	-1,89	-1,24	-1,40
500	-3,80	-2,49	-2,82	-2,91	-1,91	-2,16
550	-5,64	-3,71	-4,20	-4,31	-2,84	-3,21
600	-8,11	-5,35	-6,06	-6,20	-4,09	-4,64
650	-11,38	-7,53	-8,53	-8,70	-5,75	-6,52
700	-15,61	-10,34	-11,72	-11,93	-7,91	-8,96
750	-20,98	-13,94	-15,80	-16,04	-10,66	-12,08
800	-27,73	-18,45	-20,93	-21,20	-14,11	-16,00
850	-36,07	-24,05	-27,28	-27,58	-18,39	-20,86

Tabla 5.21. Comparativa entre rendimientos globales (%) para la operación con  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $DNI = 450 \text{ W/m}^2$ , considerando el rendimiento de Novikov y para  $Cg = 26$  y  $Cg = 34$

Se analizan ahora concentraciones superiores, llegando a la concentración geométrica límite en concentradores lineales (216). En la fig. 5.16 se escogen los resultados para el recubrimiento NREL#6 como tendencia teórica en el futuro.

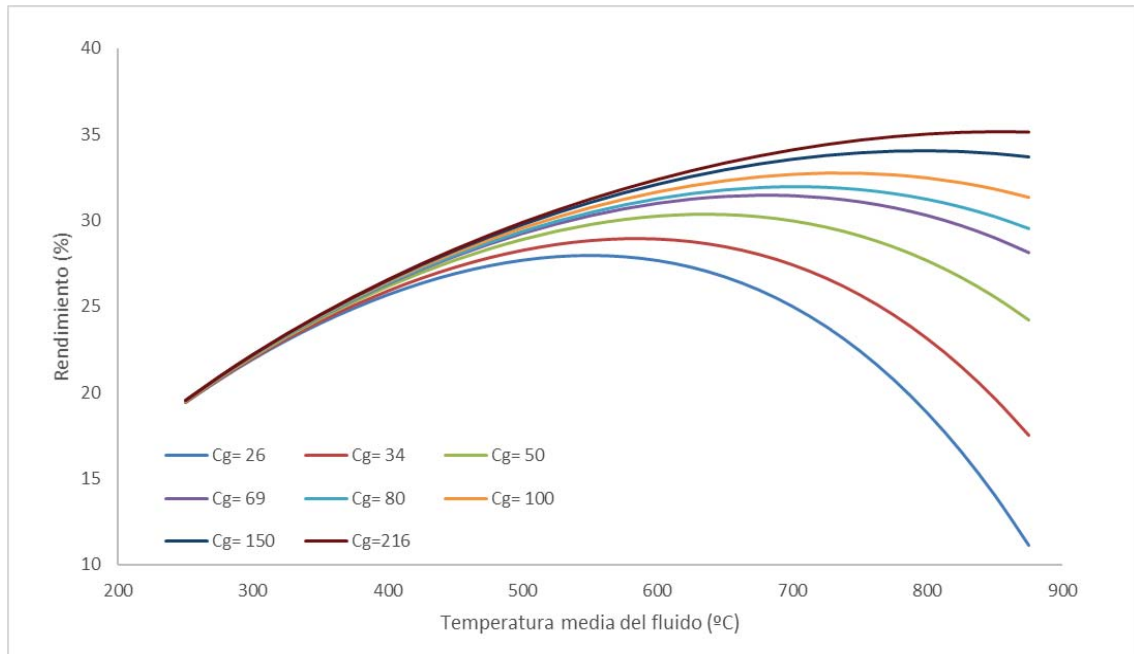


Fig. 5.16. Rendimiento global basado en el rendimiento de Novikov, para un receptor con recubrimiento tipo NREL#6, en función de la temperatura media del fluido para varios valores de concentración geométrica considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

La temperatura para máximo rendimiento aumenta a medida que aumenta la concentración, llegando a producirse en el entorno de 825 °C en el caso de concentración máxima. También se puede observar que un aumento en la concentración a temperaturas por debajo de 500 °C produce mejoras reducidas en el rendimiento mientras que, a medida que aumenta la temperatura, esta variación se hace mayor, tal y como se puede observar en la fig. 5.17.

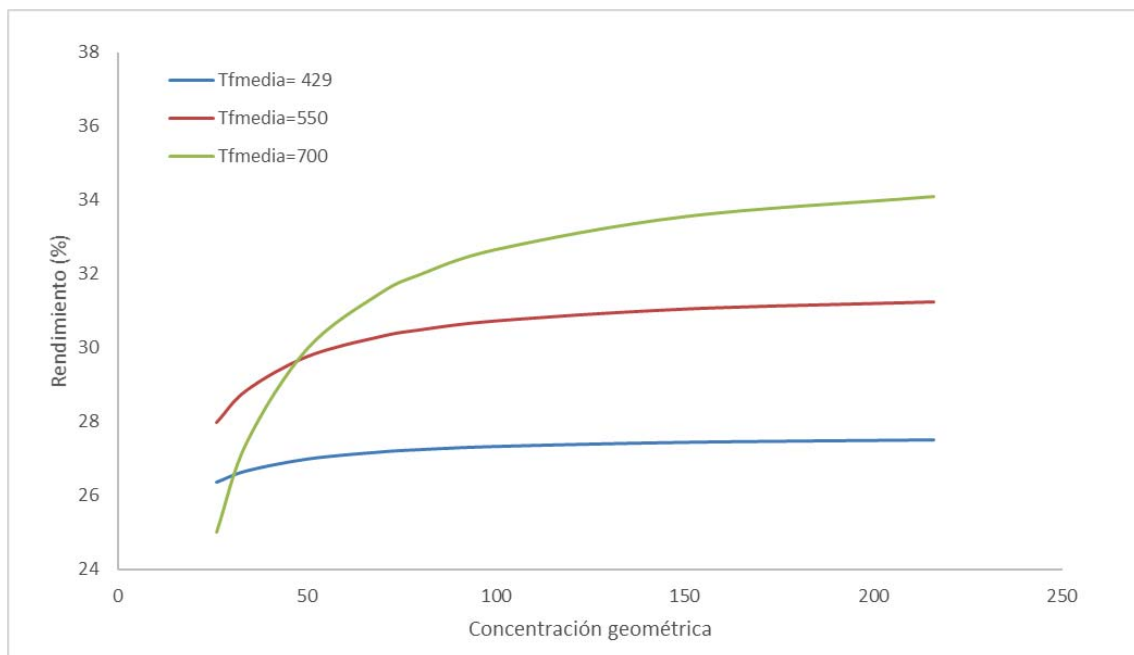


Fig. 5.17. Rendimiento global basado en el rendimiento de Novikov para un receptor con recubrimiento tipo NREL#6, en función de la concentración geométrica y para distintas temperaturas

En la fig. 5.17 se representa la evolución del rendimiento con la concentración geométrica para distintas temperaturas. En el caso de una temperatura de 429 °C, el rendimiento aumenta un 1,1% al pasar de una concentración de 26 a otra de 216. Sin embargo, para temperaturas de 700 °C, este aumento sube hasta el 9,1% (tabla 5.22). Por tanto, a pesar de que el aumento de concentración produciría un aumento significativo del rendimiento térmico, el efecto sobre el rendimiento global es reducido. A temperaturas más altas, dicho aumento sí supone un factor fundamental. En cualquier caso, su efecto es siempre reducido por encima de una concentración de 69.

<b><math>C_g</math></b>	<b><math>\eta_{x,g}</math> (%)</b>		
	<b><math>\bar{T}_f = 429</math> °C</b>	<b><math>\bar{T}_f = 550</math> °C</b>	<b><math>\bar{T}_f = 700</math> °C</b>
<b>26</b>	26,37	27,99	25,02
<b>34</b>	26,67	28,86	27,45
<b>50</b>	26,99	29,77	29,98
<b>69</b>	27,17	30,30	31,46
<b>80</b>	27,24	30,49	31,99
<b>100</b>	27,32	30,73	32,66
<b>150</b>	27,43	31,05	33,56
<b>216</b>	27,49	31,24	34,10

Tabla 5.22. Rendimiento global (%) basado en el rendimiento de Novikov, para un receptor con recubrimiento tipo NREL#6, en función de la concentración geométrica para distintas temperaturas, considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$

Para todos los casos analizados, el paso desde concentraciones de 26 hasta 69, representa el 70% del salto total en rendimiento global (tabla 5.22) que existe entre una  $C_g$  de 26 y otra de 216.

Otro factor que analizar es el coeficiente de transmisión al interior. En la tabla 5.23 se muestran los valores de rendimiento para varias temperaturas en el caso de concentración geométrica de 69 y 216, que son valores orientativos sobre la capacidad de mejora.

Se puede observar cómo, a las temperaturas de trabajo actuales, el efecto del cambio de fluido a nivel rendimiento global es reducido y, tan sólo a temperaturas altas, el paso a gases presurizados desde sales fundidas puede tener un efecto significativo (descenso de 1,14% para una concentración de 69 y una temperatura de HTF de 700 °C). Para estas mismas condiciones, el cambio a metal líquido (Na) supone un aumento del 0,27%.

El máximo rendimiento con recubrimiento NREL#6 para una concentración de 216 y con un coeficiente de transmisión de calor equivalente al de sodio líquido es 35,74% y se alcanzaría para una temperatura de aproximadamente 875 °C (según la aproximación de Novikov para rendimiento global), lo que supone una mejora del 8,9% con respecto al caso de sales (temperatura del HTF de 429 °C y concentración de 34, que sería el máximo rendimiento global alcanzable con los diseños comerciales). Este valor da una idea del margen de mejora con concentradores lineales (considerando una extrapolación de los coeficientes de transmisión de calor al exterior). Hay que tener en cuenta que la emisividad se calcula mediante la extrapolación de las funciones de emisividad desarrolladas para temperaturas hasta 550 °C aproximadamente. Por tanto, estos valores, cambiarían con respecto a los obtenidos.

Tª del fluido (°C)	$\eta_{x,g}$ (%)					
	Gases presurizados		Sales fundidas		Metales líquidos (Na)	
	Cg = 69	Cg = 216	Cg = 69	Cg = 216	Cg = 69	Cg = 216
<b>250</b>	19,48	19,50	19,53	19,57	19,54	19,58
<b>275</b>	20,83	20,86	20,90	20,95	20,91	20,97
<b>300</b>	22,07	22,12	22,16	22,24	22,17	22,26
<b>325</b>	23,22	23,29	23,32	23,44	23,35	23,46
<b>350</b>	24,27	24,38	24,41	24,55	24,43	24,59
<b>375</b>	25,24	25,39	25,40	25,60	25,44	25,64
<b>400</b>	26,13	26,32	26,33	26,58	26,37	26,63
<b>425</b>	26,93	27,19	27,17	27,49	27,22	27,55
<b>450</b>	27,65	27,99	27,94	28,35	28,01	28,42
<b>475</b>	28,30	28,72	28,64	29,15	28,72	29,23
<b>500</b>	28,86	29,40	29,27	29,90	29,36	30,00
<b>525</b>	29,35	30,01	29,82	30,59	29,92	30,71
<b>550</b>	29,75	30,57	30,30	31,24	30,42	31,37
<b>575</b>	30,08	31,07	30,70	31,84	30,84	31,99
<b>600</b>	30,31	31,51	31,02	32,39	31,18	32,56
<b>625</b>	30,46	31,89	31,26	32,89	31,45	33,09
<b>650</b>	30,51	32,21	31,42	33,34	31,63	33,57
<b>675</b>	30,47	32,48	31,49	33,74	31,72	34,00
<b>700</b>	30,32	32,69	31,46	34,10	31,73	34,39
<b>725</b>	30,07	32,83	31,33	34,40	31,63	34,74
<b>750</b>	29,71	32,92	31,10	34,66	31,43	35,03
<b>775</b>	29,24	32,94	30,76	34,86	31,12	35,28
<b>800</b>	28,64	32,90	30,30	35,01	30,70	35,47
<b>825</b>	27,92	32,79	29,71	35,11	30,15	35,62
<b>850</b>	27,07	32,62	29,00	35,15	29,47	35,71
<b>875</b>	26,08	32,38	28,14	35,12	28,65	35,74

Tabla 5.23. Rendimiento global basado en el rendimiento de Novikov, para un receptor con recubrimiento tipo NREL#6, en función de la temperatura del HTF, para valores de Cg de 69 y 216 y para distintos tipos de fluido

El análisis con otro receptor lleva a rendimientos levemente distintos, pero con diferencias similares en los rangos paramétricos analizados. Por tanto, las conclusiones serán muy similares.

### 5.1.1.6 Conclusiones de la aplicación de los modelos locales a colectores cilindro-parabólicos

El rango de trabajo de colectores cilindro-parabólicos es adecuado para la aplicación de los modelos más simples de entre los desarrollados. En este caso, el uso de la expresión del Modelo de Local de 1<sup>er</sup> Grado (ec. 3.78) es adecuado para los sistemas actuales. Tan sólo sería necesario el uso de la expresión del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  (ec. 3.89) en extrapolaciones a concentraciones geométricas superiores a 40 usando gases presurizados como HTF. Por tanto, los parámetros críticos ( $\dot{q}_{crit}''$  y  $U_{crit}$ ) son los que gobiernan el rendimiento térmico del receptor. Esto permite el planteamiento de varios análisis paramétricos de manera ágil para tanto para colectores comerciales actuales como posibles evoluciones en los diseños. De este análisis del rendimiento térmico se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Los puntos de diseño de los colectores actuales se corresponden con operaciones de alto rendimiento térmico, pero con un margen de mejora entre el 3 y el 5% para concentraciones cercanas al límite de concentración lineal. Por otro lado, su operación con  $DNI$  inferiores hace que estos rendimientos caigan un porcentaje significativo, entre el 4 y el 6% para una  $DNI$  igual a la mitad de la de diseño, debido a que se encuentran en una zona de la curva con una importante pendiente. Este efecto es aún mayor cuando se usan sales en lugar de aceite como HTF, con temperaturas superiores. Por tanto, existe un margen importante de mejora en rendimiento térmico, mediante el aumento de la concentración. Esta es la tendencia de algunos diseños como UT y LAT73.
- La introducción de mejoras en el coeficiente de transmisión de calor interior mediante el cambio de fluido, la generación de turbulencia o la inclusión de nanopartículas, no tiene un efecto relevante sobre el rendimiento térmico y tan sólo con el uso de gases presurizados a temperaturas de operación superiores a 500 °C se puede suponer una mejora relativamente significativa. Para una temperatura de 565 °C la caída del rendimiento térmico por el uso de gases presurizados en lugar de sales supone una caída del 2-3% en el rendimiento térmico. Por otro lado, el uso de nanopartículas tiene un efecto relevante en el descenso de la caída de pérdida de carga, al poder trabajar con flujos menores para coeficientes de transmisión similares.
- El aumento de las temperaturas de operación en CCP es la vía principal de mejora del rendimiento en plantas de generación eléctrica basadas en esta tecnología. Este aumento conlleva la necesidad de la mejora de concentración. Las diferencias en rendimiento entre las concentraciones máximas y mínimas para colectores comerciales ( $C_g$  entre 26 y 34) varían entre el 0,4% y el 1% para 300 °C, mientras que a 550 °C estas variaciones aumentan hasta el rango del 3% al 6%.
- La operación a mayores temperaturas requiere la búsqueda de un recubrimiento con un compromiso adecuado entre absorptividad y emisividad, ya que se incrementa la región de longitudes de onda para las que se necesita una alta absorptividad de la radiación que proviene del Sol y una baja emisividad del absorbedor simultáneamente. En esta tesis se propone una nueva  $FOM$  (figura de mérito) para clasificar los recubrimientos en función de las condiciones concretas de operación (ec. 5.11). Su aplicación a la nueva generación de colectores propuestos por SCHOTT para altas temperaturas lleva a las mismas conclusiones presentadas en [25], es decir, la combinación de recubrimientos de baja y alta temperatura (entre los propuestos por SCHOTT) en un mismo lazo, tendría un rendimiento superior al receptor propuesto por ASE (HEMS08) pero, en el caso del uso de un solo tipo receptor de alta temperatura, el resultado se invertiría, siendo favorable el uso de la propuesta de ASE.

El análisis del rendimiento térmico de manera individualizada proporciona una visión parcial del problema, lo que puede llevar a conclusiones erróneas ya que algunos de los efectos detectados en su análisis quedan diluidos al analizar el sistema global. La introducción del rendimiento de Carnot permite conocer el potencial exergético proporcionado por el colector, pero sigue dando lugar a variaciones altas con respecto a un ciclo real, aunque amortigüe los efectos de la variación del rendimiento térmico. En este trabajo se introduce el rendimiento de Novikov-Curzon-Ahlborn [26] como aproximación del rendimiento de una importante cantidad de ciclos actuales. Esto permite analizar la influencia de los parámetros estudiados y extrapolar las conclusiones al diseño de colectores para plantas de generación eléctrica (en otro tipo de aplicaciones las conclusiones podrían variar). En base a este nuevo análisis se pueden extraer una serie de conclusiones:

- Los saltos de rendimiento térmico observados al aumentar la concentración se ven reducidos significativamente cuando se analiza el rendimiento global. Por ejemplo, el paso de una concentración geométrica de 26 a 34,1 (cambio de concentrado SKAL-ET a UT, manteniendo el mismo diámetro de receptor), con el receptor PTR70-2008, supone un cambio en el rendimiento térmico de 0,9% en el punto de diseño (tabla 5.8). El análisis del rendimiento global predice un salto en el rendimiento global del 0,21% (tabla 5.16).
- Otro de los planteamientos para la mejora de rendimiento es el aumento de temperatura gracias al uso de otros fluidos. Un análisis del rendimiento térmico lleva a una caída de dicho rendimiento, por lo que es necesario analizar el rendimiento global. El cambio de aceite térmico como HTF a sales fundidas tiene un potencial de mejora que podría estar en el entorno del 2-2,5% en un ciclo real (tabla 5.18). Si el cambio se hace introduciendo gases presurizados, en vez de sales fundidas, estos saltos en rendimiento se reducirían aproximadamente en un 0,2-0,3% (tabla 5.20).
- La operación con sales fundidas junto con los factores de concentración de los colectores comerciales presenta un rendimiento global en las cercanías del máximo, por lo que un aumento adicional de la temperatura (por encima de 429 °C de media) conllevará un incremento reducido en el rendimiento global.
- El aumento de la concentración geométrica hasta el máximo alcanzable en concentración lineal ( $C_g = 216$ ) produce una mejora en el rendimiento global que es bastante reducida a temperaturas de trabajo hasta 500 °C. En el caso de operación a una temperatura de 429 °C el rendimiento puede llegar a aumentar hasta un 1,1%, mientras que para temperaturas de 700 °C, este aumento puede subir hasta el 9,1% (tabla 5.22). En ambos casos, un 70% de la horquilla de mejora ocurre en el aumento de la concentración hasta un valor de 69 aproximadamente. A partir de los 700 °C el margen de mejora por el aumento de la concentración es mayor.
- Extrapolando el comportamiento de los recubrimientos y aumentando de manera combinada temperatura y concentración, el máximo rendimiento global (considerando un recubrimiento teórico como NREL#6) se obtendría a temperaturas entre 825-875 °C (dependiendo del fluido), alcanzando rendimientos globales que podrían estar en el entorno del 35% en su punto de diseño (tabla 5.23).
- El cambio de HTF de metales líquidos a gases presurizados tiene una influencia mayor sobre el rendimiento global bajo condiciones de altas temperaturas y concentraciones. A 700 °C, la reducción del rendimiento sería superior al 1,4% (tabla 5.23), dependiendo del valor exacto de la concentración y el tipo de recubrimiento.
- La mejora del rendimiento en plantas basadas en colectores tipo CCP pasa por el aumento de la temperatura y la concentración. La línea de evolución óptima podría venir trazada mediante el uso de la ec. 5.13, incluyendo el estudio de la operación a lo largo de un año tipo, tal y como se plantea más adelante. Este estudio tendría que completarse también con un análisis detallado de costes.

## 5.1.2 Receptor Lineal Fresnel

En este caso se trata de una tecnología con menor experiencia operativa y de la que se dispone de un menor número de ensayos y correlaciones para los distintos diseños. Adicionalmente, gran parte de los parámetros correspondientes a los distintos diseños pertenecen al secreto industrial y no se tiene acceso a ellos.

Se hará uso de los datos hallados para algunos de los diseños y se incluirán aproximaciones de otros de cara a obtener los coeficientes transmisión equivalentes, que se llevarán a los modelos locales.

Se analizará el ciclo habitual de generación directa de vapor con el que trabajan las plantas en operación basadas en CLF.

Por otro lado, al igual que en el caso de CCP, se valora la posibilidad de introducir nuevos fluidos y operar a temperaturas mayores para mejorar el rendimiento del ciclo. La introducción de receptores de vacío permite trabajar en los mismos rangos con los que se opera en la actualidad con CCP. Las diferencias entre ambos son fundamentalmente:

- El menor rendimiento óptico en CLF.
- La mayor concentración geométrica en CLF.

El análisis de estos dos factores a diferentes temperaturas servirá para ilustrar las diferencias en cuanto a rendimiento térmico y global entre ambas tecnologías.

### 5.1.2.1 Obtención de las correlaciones para los coeficientes de transmisión de calor al exterior

De los colectores analizados en el capítulo 2 se dan valores de pérdidas de calor correspondientes a los diseños: Nova 1 en [29] y SPG FRESDEMO en [30].

Tal y como se realizó para el caso de CCP se utiliza una metodología similar a la del apartado 4.3, pero sin necesidad de hacer uso de modelos unidimensionales como apoyo. A modo general el coeficiente de pérdidas se puede expresar según la ec. 5.14.

$$U_{ext} = \frac{(\varepsilon_{ext,0} + \varepsilon_{ext,1} \cdot (T_{ro} - 273,15)) \cdot \sigma \cdot (T_{ro}^2 + T_{ext}^2) \cdot (T_{ro} + T_{ext}) + (h_{ext,0} + h_{ext,1} \cdot (T_{ro} - 273,15))}{(T_{ro} - 273,15)} \quad \text{Ec. 5.14}$$

Sustituyendo esta expresión en la ec. 4.12 e igualando al flujo de pérdidas para distintas temperaturas del receptor, se pueden obtener los cuatro parámetros de los que depende dicho coeficiente.

Para el caso del colector Supernova se plantea el uso de un tubo de vacío SCHOTT, PTR70 2008, del cual se dispone de sus parámetros equivalentes para el caso de CCP. La colocación de un reflector secundario en las cercanías del receptor puede reducir las pérdidas por radiación y convección por bloqueo de la corriente ascendiente. Sin embargo, el hecho de estar a una mayor altura hace que esté sometido a mayores velocidades de viento y a una aceleración de la vena de aire entre concentrador y receptor mayor. Por tanto, se decide partir de los parámetros de pérdidas utilizados para el análisis de CCP, tal y como plantean los propios fabricantes de CLF [31] y como plantean otros autores en sus estudios [15, 30, 32]. De cara al análisis paramétrico



en función de la temperatura se sustituirá dicho receptor por el tubo de PTR Generación 4ª, de cara a poder ampliar el rango de validez.

Para los diseños de Areva o Solar Euromed no se han podido obtener valores de pérdidas de calor en función de la temperatura, por lo que no se han considerado en el análisis.

En la tabla 5.24 se dan los valores correspondientes a los coeficientes de transmisión equivalentes para los colectores de los que se dispone de datos. Adicionalmente se incorporan los datos correspondientes a la concentración geométrica y el rendimiento óptico.

Colector	$\epsilon_{ext,1}$ [1/K]	$\epsilon_{ext,0}$ [ ]	$h_{ext,1}$ [W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> )]	$h_{ext,0}$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	$\eta_{opt,pico}$	Cg
<b>Nova 1</b>	0,00E+00	0,00E+00	1,16E-02	2,76E+00	0,67	54,6
<b>SPG FRESEDEMO</b>	2,53E-04	0,00E+00	6,98E-03	2,93E+00	0,64	34
<b>Supernova</b>	1,43E-04	3,45E-02	0,00E+00	0,00E+00	0,65	54,6

Tabla 5.24. Datos correspondientes a los coeficientes de transmisión de calor al exterior equivalentes para los colectores Fresnel analizados

En el caso de Nova 1, se obtiene que el comportamiento global del sistema tiene una tendencia equivalente a la de un receptor que pierde calor únicamente mediante mecanismos convectivos, lo que puede ser debido al ajuste de pérdidas de calor al exterior [29] o a que en el rango de las temperaturas de operación domine este efecto.

De cara al análisis de cada uno de los parámetros de funcionamiento se utilizará como referencia un caso de CCP, caracterizado del siguiente modo:

- Tubo receptor PTR70 2008, salvo en el análisis paramétrico correspondiente a la variable temperatura, para el que se utilizarán los receptores HEMS08 y PTR Generación 4ª.
- $Cg = 26$ .
- $\eta_{opt,pico} = 0,76$ .

### 5.1.2.2 Rango de validez de los modelos locales

Los rangos de operación correspondientes a esta tecnología son similares a los que se han analizado para los colectores cilindro-parabólicos. Sin embargo, el hecho de que las pérdidas al exterior sean mayores, en gran parte debido a la eliminación del vacío entre el tubo de acero y el exterior, hace que los modelos de menor grado puedan dar resultados poco precisos en algunos rangos de operación.

Para el caso de tubos sin vacío se establece como temperatura límite 400 °C. En estos casos, barriendo concentraciones geométricas desde 9 hasta 216, se obtiene que el error cometido por el Modelo Local de 1º Grado para cualquiera de los fluidos analizados es despreciable. Por encima de dicha temperatura habría que recurrir al uso del Modelo Local Basado en  $T_{r0}$  (ec. 3.89).

En el caso de tubos de vacío, los límites se corresponden con los ya establecidos en el análisis de CCP, es decir, tan sólo en extrapolaciones a concentraciones geométricas superiores a 40 y operando con gases sería necesario el uso del Modelo Local Basado en  $T_{r0}$ .

### 5.1.2.3 Análisis de los parámetros críticos para cada uno de los diseños

En la fig. 5.18 se representa la evolución del flujo de radiación crítico para cada uno de los colectores. Se puede observar cómo los valores correspondientes a los diseños de SPG y Nova 1 tienen valores superiores en prácticamente 5 veces al caso de CCP para temperaturas de 250 °C, reduciéndose esta proporción al entorno de 2,5-3 veces para 400 °C. Esto supone que, aunque la concentración en los colectores sea superior en CLF, el rendimiento será inferior, debido a que la proporción en concentración es sólo aproximadamente dos veces superior en los casos más favorables. A medida que se vaya aumentando la temperatura de operación, el rendimiento térmico de ambas tecnologías se irá aproximando.

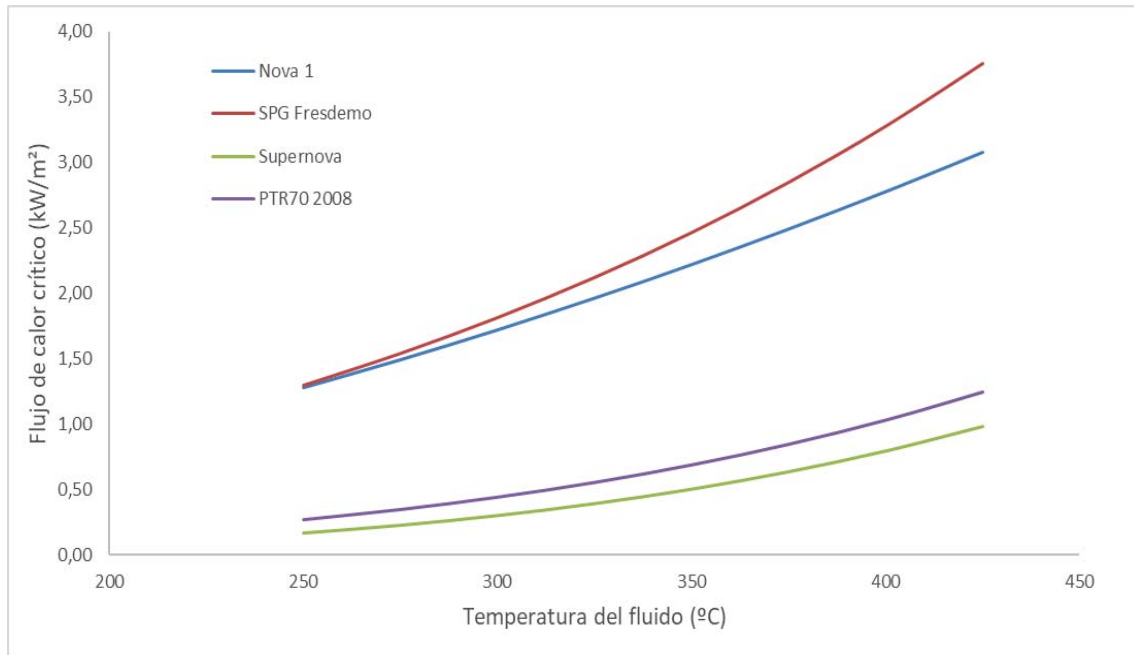


Fig. 5.18. Valores de  $\dot{q}_{crit}''$  en función de la temperatura del fluido para los receptores analizados

En el caso de Supernova, al trabajar con receptor de vacío del mismo modelo, la curva se superpone con la de CCP y, por tanto, el rendimiento térmico será superior, debido a la mayor concentración.

Adicionalmente, los valores de  $U_{crit}$  serán también superiores en el caso de CLF, reduciendo aún más los rendimientos. En la fig. 5.19 se representan los valores que adquiere dicho parámetro en función de la temperatura para los receptores analizados.

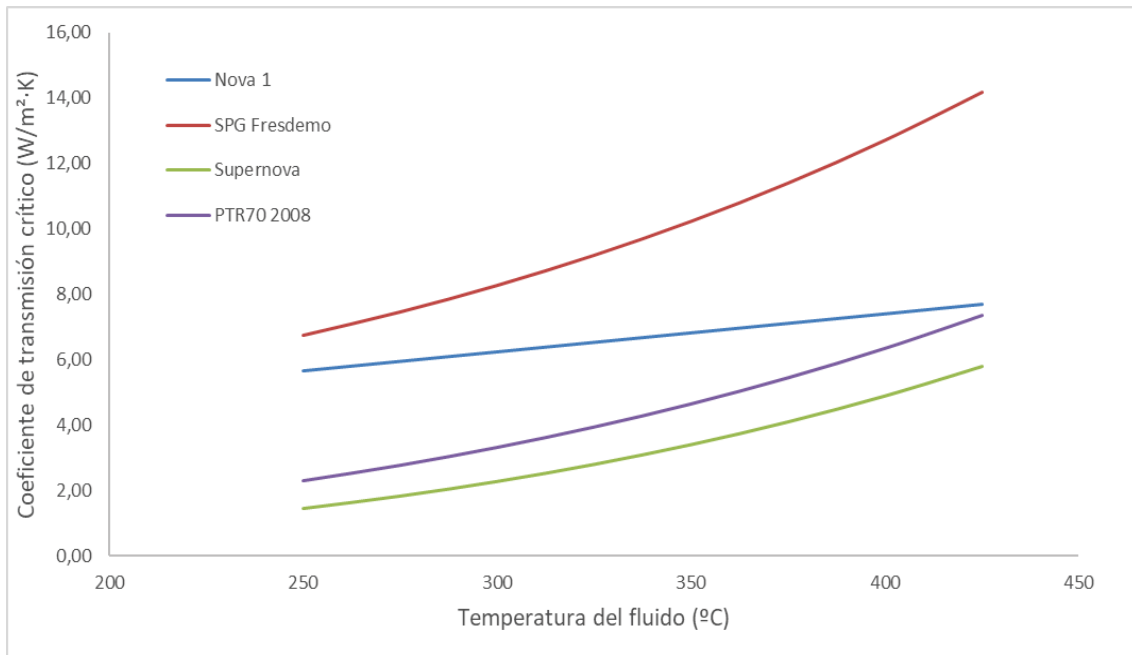


Fig. 5.19. Valores de  $U_{crit}$  en función de la temperatura del fluido para los receptores analizados

En este caso, el modelo Nova 1 se acerca a los valores de los tubos de vacío para temperaturas de 400 °C.

#### 5.1.2.4 Rendimiento térmico en colectores lineales Fresnel

Los ciclos de agua utilizados en las plantas en operación tienen una temperatura de salida del colector en el entorno de 270-300 °C. Si se analiza el rendimiento térmico de los distintos colectores para una temperatura de operación de 300 °C con un coeficiente de transmisión típico de receptores de agua en ebullición ( $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ) se obtiene la fig. 5.20.

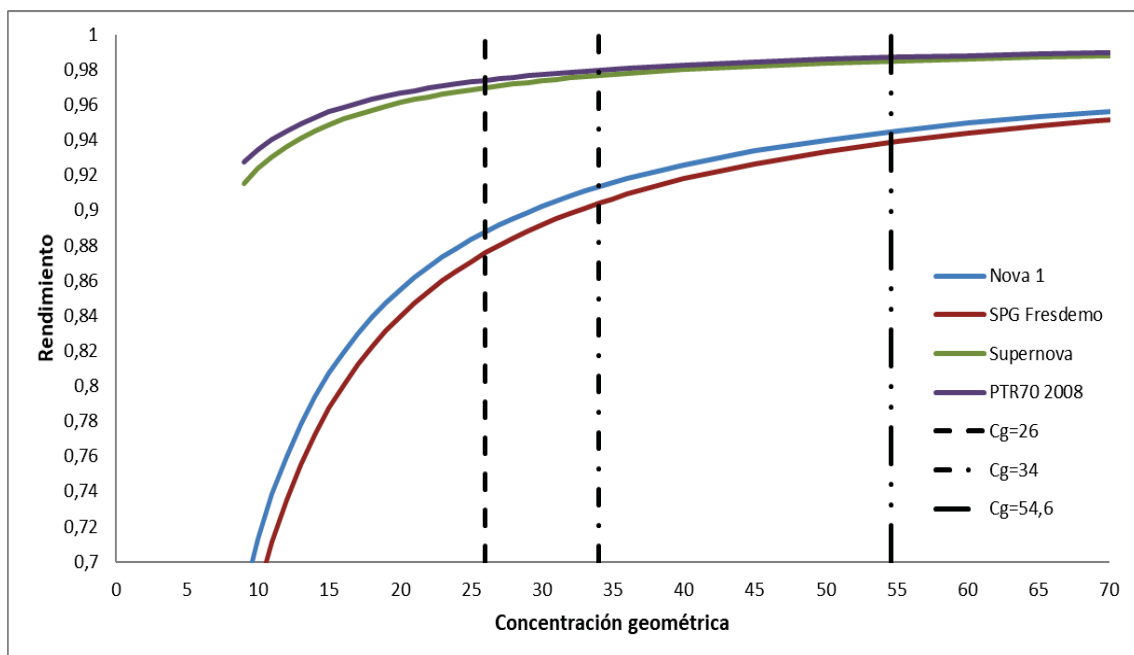


Fig. 5.20. Rendimiento térmico en función de la concentración geométrica para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ °C}$  y  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$

En la fig. 5.20 se pueden destacar los siguientes aspectos:

- Los receptores sin vacío tienen un rendimiento térmico inferior al del caso de CCP, aunque la concentración geométrica sea el doble.
- La pendiente de la curva también es mayor en los casos de receptor sin vacío, por tanto, al reducir el flujo de radiación por ángulo de incidencia, *DNI*, etc., el rendimiento térmico se reducirá aún más que en un receptor CCP, tal y como se observa en la tabla 5.25.
- Sin embargo, en el colector Supernova, al tener vacío y ser su *C<sub>g</sub>* mayor, su rendimiento térmico es mayor y cae menos en situaciones fuera de diseño que el de un colector CCP tipo (tabla 5.23), tal y como se apunta en [33].
- Para igual concentración, el rendimiento térmico en el colector Supernova es inferior al caso de un CCP, debido a que su rendimiento óptico es inferior y, por tanto, también lo es el flujo de radiación sobre el receptor para el mismo punto de operación.

$\eta_x$ (%)	Nova 1	SPG Fresdemo	Supernova	PTR70 2008
$\eta_x$ (Diseño) [%]	94,52	90,39	98,50	97,40
$\eta_x$ (0,5*Diseño) [%]	89,16	81,18	97,09	94,93
$\Delta\eta_x$ [%]	5,36	9,21	1,41	2,46

Tabla 5.25. Rendimiento térmico en diseño y con flujo de radiación 0,5 veces el de diseño

Por otro lado, analizando el rendimiento total, se obtiene la fig. 5.21.

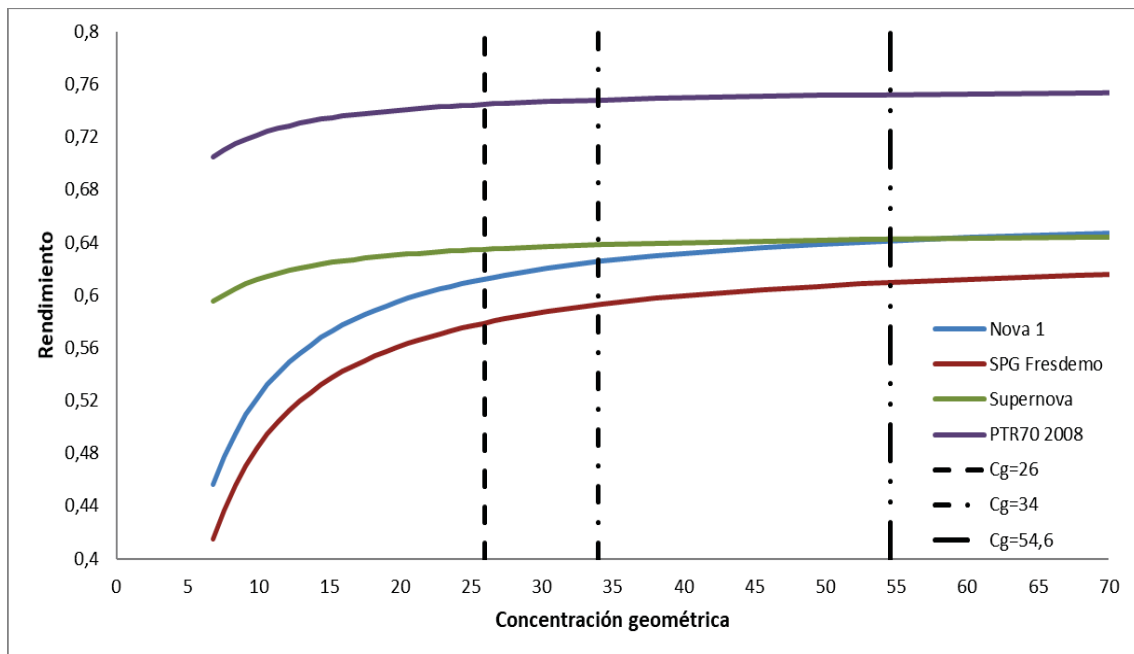


Fig. 5.21. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $T_f = 300 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$

En la fig. 5.21 se observa cómo debido a que el rendimiento óptico en los casos de CLF es inferior a CCP, el rendimiento total es inferior al de un CCP para cualquier punto de operación.

Si se comparan los colectores Nova 1 y Supernova se obtienen las siguientes conclusiones:

- En el caso de Supernova, el rendimiento óptico es inferior en un 2% al de Nova 1 por lo que a medida que aumenta el flujo de radiación absorbido y, por tanto, las diferencias entre los rendimientos térmicos se reducen, el rendimiento óptico domina el

rendimiento total y se reducen también las diferencias entre ambos rendimientos totales. Por tanto, para concentraciones superiores a las de estos colectores, el rendimiento del colector Nova 1 podría ser superior al Supernova.

- El colector Supernova presenta un rendimiento total mayor que el caso de Nova 1 para la operación bajo flujos de radiación inferiores a los de diseño. Esto hace que el rendimiento anual acumulado pueda ser superior en el caso de Supernova, ya que dependerá de los factores de corrección por ángulo de incidencia de cada uno de ellos.

Para la operación con vapor saturado, los valores del coeficiente de transmisión de calor al interior se reducen al entorno de 700-1000 W/(m<sup>2</sup>·K), por lo que se analiza la influencia de dicho coeficiente (fig. 5.22 y la tabla 5.26).

El rendimiento total cae en torno a un 0,7% para los casos de receptor sin vacío en la operación con vapor saturado a 300 °C. En el caso de receptores con vacío la caída es la mitad, aproximadamente. En operación con metales fundidos a dicha temperatura podría mejorar el rendimiento un 0,3% para el caso de tubos sin vacío y 0,15% para el caso en el que sí se haya practicado vacío en el receptor.

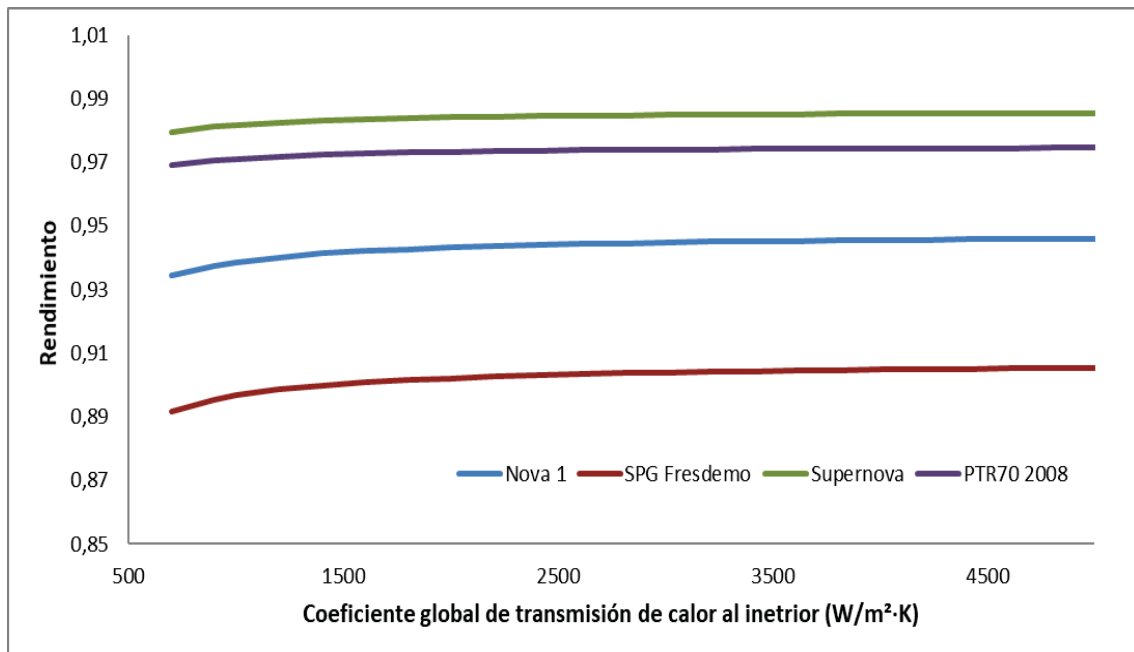


Fig. 5.22. Rendimiento térmico en función del coeficiente global de transmisión interior para:  $T_f = 300\text{ °C}$ ,  $DNI = 900\text{ W/m}^2$  y los valores de  $C_g$  y  $\eta_{opt, pico}$  correspondientes para cada colector

Fluido	$\eta_{x,t}$ (%)			
	Nova 1	SPG Fresdemo	Supernova	PTR70 2008
<b>gases presurizados (CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>)</b>	62,61	57,08	63,67	73,65
<b>gases presurizados (H<sub>2</sub>, He)</b>	62,89	57,39	63,81	73,80
<b>sales fundidas, aceite térmico</b>	63,20	57,74	63,97	73,97
<b>sales fundidas, aceite térmico</b>	63,30	57,85	64,02	74,02
<b>agua en ebullición</b>	63,38	57,94	64,05	74,06
<b>metales líquidos (Pb-Bi)</b>	63,42	57,98	64,07	74,08
<b>Metales líquidos (Na)</b>	63,46	58,03	64,09	74,10

Tabla 5.26. Rendimiento total en función del coeficiente global de transmisión al interior para:  $T_f = 300\text{ °C}$ ,  $DNI = 900\text{ W/m}^2$  y los valores de  $C_g$  y  $\eta_{opt, pico}$  correspondientes para cada colector

El uso de agua en ebullición como HTF permite la operación a otras temperaturas. En la fig. 5.23 y la tabla 5.27 se muestra la dependencia del rendimiento térmico con respecto a la temperatura.

De cara al análisis de la temperatura se introducen de nuevo receptores como HEMS08 y PTR Generación 4ª. De dicho análisis se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- A medida que se aumenta la temperatura de operación, las diferencias entre un CCP y un CLF se reducen debido a la mayor concentración solar en este último. Este efecto es más claro en el caso de los diseños de Novatec Solar.
- Los rendimientos totales de receptores con vacío comienzan a ser mayores que los obtenidos con colectores sin vacío.

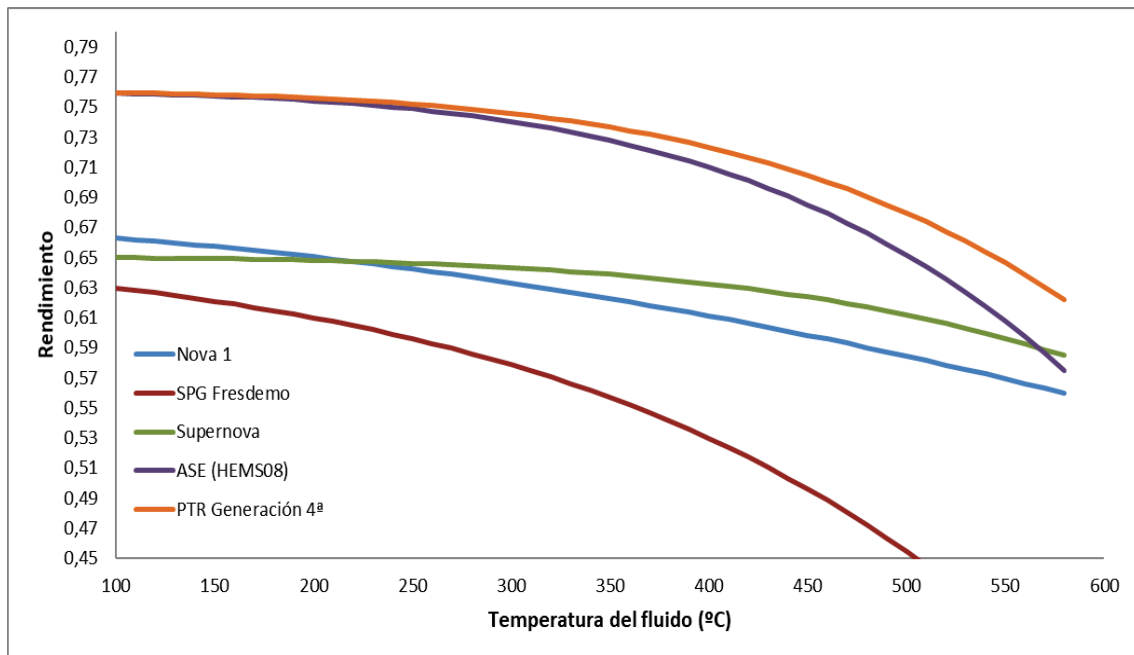


Fig. 5.23. Rendimiento total en función de la temperatura para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$  y los valores de  $C_g$  y  $\eta_{opt, pico}$  correspondientes para cada colector

Tª del fluido (°C)	$\eta_{x,t} (\%)$				
	Nova 1	SPG Fresdemo	Supernova	ASE (HEMS08)	PTR Generación 4ª
250	64,22	59,59	64,61	74,87	75,19
300	63,30	57,85	64,31	74,03	74,57
350	62,26	55,68	63,87	72,78	73,65
400	61,10	52,96	63,24	70,99	72,31
450	59,83	49,59	62,36	68,50	70,46
500	58,43	45,42	61,18	65,15	67,95
550	56,93	40,29	59,62	60,74	64,62
Diferencias	$\Delta\eta_{x,t} (\%)$				
$\Delta\eta_{x,t} [T_f = 300^\circ\text{C} - T_f = 400^\circ\text{C}]$	2,20	4,89	1,28	3,04	2,26
$\Delta\eta_{x,t} [T_f = 400^\circ\text{C} - T_f = 550^\circ\text{C}]$	4,17	12,67	3,99	10,25	7,69
$\Delta\eta_{x,t} [T_f = 300^\circ\text{C} - T_f = 550^\circ\text{C}]$	6,37	17,56	5,27	13,29	9,95

Tabla 5.27. Rendimiento total (%) en función de la temperatura para:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$  y los valores de  $C_g$  y  $\eta_{opt, pico}$  correspondientes para cada colector

La mayor concentración solar en el caso de CLF hace que se reduzca la pendiente en función de la temperatura.

En la fig. 5.24 se representan las diferencias entre el rendimiento de Supernova y PTR Generación 4ª. Se observa cómo a medida que aumenta la temperatura dicha diferencia disminuye desde prácticamente el 9% a 400 °C hasta el 5% a 550 °C.

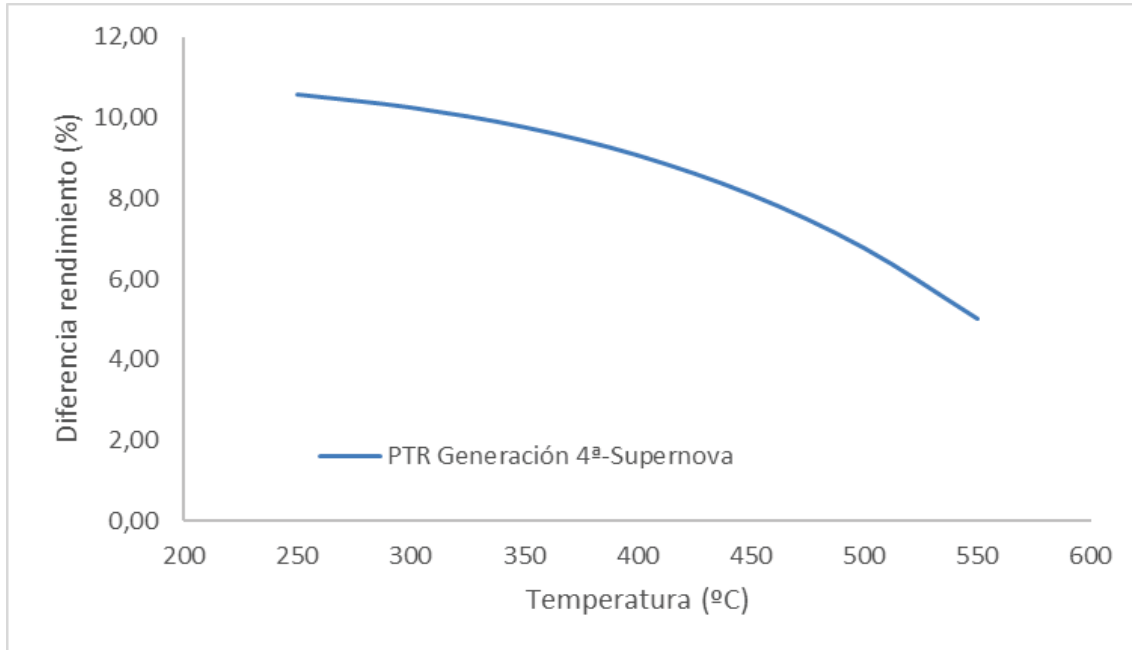


Fig. 5.24. Diferencias en rendimiento total en función de la temperatura del fluido, entre un CCP basado en PTR Generación 4ª y un CLF diseño Supernova, considerando:  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$  y los valores de  $C_g$  y  $\eta_{opt,pico}$  correspondientes para cada colector

Por tanto, el menor rendimiento óptico en el caso de colectores Fresnel tiene una menor influencia sobre el rendimiento total a medida que se aumenta la temperatura de trabajo.

### 5.1.2.5 Rendimiento global en colectores lineales Fresnel

En el caso de CLF se propone directamente el análisis del ciclo utilizando la aproximación de Novikov-Curzon-Ahlborn [26] para el cálculo del rendimiento global. Para poder cubrir todo el rango de temperaturas y diseños de colector se utiliza la aproximación del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ , para el cálculo del rendimiento térmico, quedando el modelo global según la ec. 5.15:

$$\eta_{x,g} = \eta_{opt} \cdot \left( 1 - \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + \bar{T}_f \right)^4 - T_{ext}^4 \right) + h_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + \bar{T}_f - T_{ext} \right)}{\dot{q}_{abs}''} \right) \cdot \left( 1 - \left( \frac{T_{ext}}{\bar{T}_f} \right)^{1/2} \right) \quad \text{Ec. 5.15}$$

En este caso se sustituye la temperatura del receptor por la temperatura media del fluido ( $\bar{T}_f$ )<sup>14</sup>, ya que se considera equivalente a la temperatura media de intercambio de calor con el ciclo.

<sup>14</sup> Realmente para hacer un cálculo más exacto se debería recurrir a la temperatura entrópica media, pero las diferencias serán reducidas y se trata simplemente de una aproximación

Tanto  $F'_{crit}$  como  $\dot{q}''_{crit}$  se calcularían también suponiendo esta temperatura media del fluido y la temperatura media del receptor para evaluar los coeficientes de transmisión de calor al exterior.

En la fig. 5.25 se representa el rendimiento global en función de la temperatura, comparando los CLF analizados con los receptores cilindro-parabólicos HEMS08 y PTR Generación 4ª.

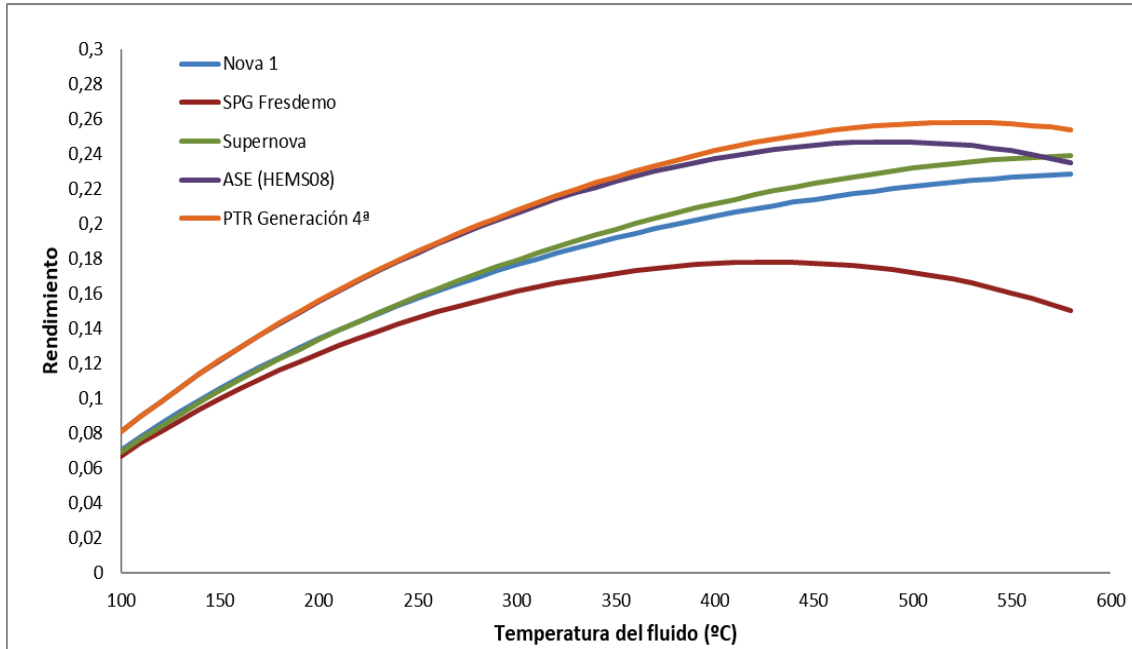


Fig. 5.25. Rendimiento global basado en el rendimiento de Novikov en función de la temperatura media del fluido para los receptores analizados y considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

En la tabla 5.28 se representan algunos de los valores correspondientes al rendimiento global.

Tª del fluido (°C)	$\eta_{x,g}$ (%)				
	Nova 1	SPG Fresdemo	Supernova	ASE (HEMS08)	PTR Generación 4ª
250	15,74	14,60	15,83	18,35	18,43
300	17,65	16,13	17,93	20,64	20,79
350	19,19	17,16	19,69	22,44	22,70
400	20,44	17,71	21,15	23,74	24,19
450	21,41	17,75	22,32	24,52	25,22
500	22,15	17,21	23,19	24,69	25,75
550	22,67	16,04	23,74	24,18	25,73
Diferencias	$\Delta\eta_{x,g}$ (%)				
$\Delta\eta_{x,g} [T_f = 400^\circ\text{C} - T_f = 300^\circ\text{C}]$	2,79	1,59	3,23	3,11	3,40
$\Delta\eta_{x,g} [T_f = 550^\circ\text{C} - T_f = 400^\circ\text{C}]$	2,23	-1,67	2,59	0,44	1,54
$\Delta\eta_{x,g} [T_f = 550^\circ\text{C} - T_f = 300^\circ\text{C}]$	5,02	-0,08	5,81	3,55	4,94

Tabla 5.28. Rendimiento global (%) basado en el rendimiento de Novikov en función de la temperatura media del fluido para los receptores analizados y considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

En primer lugar, si se comparan los diseños de CLF en las temperaturas de salida de un receptor en una planta basada en agua en ebullición como HTF (300 °C), se observa que el rendimiento de los receptores de vacío es similar al de los receptores sin vacío (0,28% superior en el caso del



receptor con vacío (tabla 5.26)). Esto es debido a que las mayores pérdidas de calor en un receptor sin vacío son compensadas por el mayor rendimiento óptico en dichas condiciones de operación. La disminución de la concentración que tiene lugar en puntos de operación fuera de diseño hace que el rendimiento global sea superior en el caso de un receptor de vacío, mientras que la operación en gran parte del colector a temperaturas inferiores a la de salida favorece el mayor rendimiento en receptores sin vacío. Por tanto, la combinación de receptores de vacío y sin vacío en un mismo lazo en función de la temperatura puede dar lugar a una optimización del comportamiento global de la planta, tal y como se contempla en el estudio [34], para el que se analiza una planta de 1 MWe operando con aceite sintético como HTF y trabajando entre 170-300 °C.

Tanto en la fig. 5.26 como en la tabla 5.25 se observa cómo, en el rango de temperaturas analizado y, considerando un factor de concentración de 26 en el caso del CCP se llega al máximo rendimiento global. Sin embargo, en el caso de un CLF el rendimiento sigue creciendo, como sucede para los diseños de Nova o Supernova. En la fig. 5.26 se representa la comparativa entre los dos colectores cilindro-parabólicos analizados y el caso del CLF Supernova. Se puede observar cómo se alcanza un máximo en la diferencia de rendimientos entre ambos tipos de colector. A partir de dicho máximo, un aumento de temperatura convertiría a la tecnología en una mejor opción.

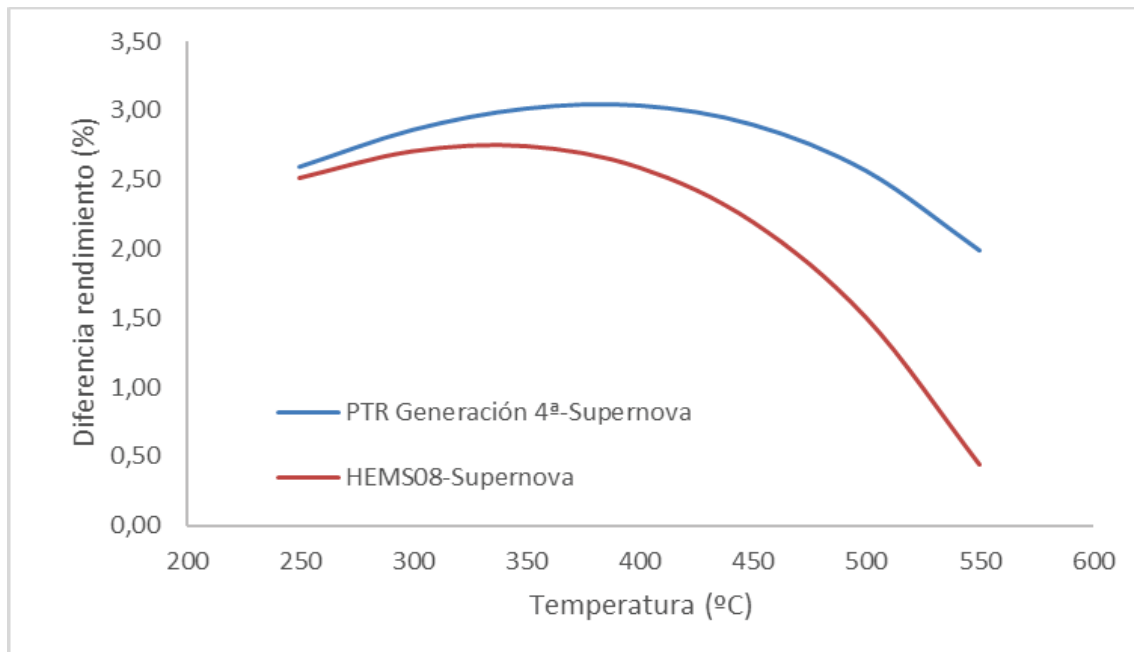


Fig. 5.26. Diferencias de rendimiento global, basado en el rendimiento de Novikov, entre un CCP y un CLF con tubos de vacío, en función de la temperatura media del fluido y considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

El aumento de la concentración en un CCP o la mejora del rendimiento óptico en CLF alterarían estas curvas favoreciendo una u otra alternativa. En la tabla 5.29 se dan algunos valores orientativos, que ayudan a cuantificar el factor que debe compensar la tecnología Fresnel en coste de instalación y operación para poder ofrecer a un menor precio la energía generada.

Tª del fluido (°C)	$\Delta\eta_{x,g}$ (%)	
	PTTR Generación 4ª-Supernova	HEMS08-Supernova
250	2,59	2,52
300	2,86	2,71
350	3,01	2,75
400	3,03	2,59
450	2,90	2,20
500	2,56	1,51
550	1,99	0,45

Tabla 5.29. Diferencias de rendimiento global, basado en el rendimiento de Novikov, entre un CCP y un CLF con tubos de vacío, en función de la temperatura media del fluido y considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$

Se recuerda en este punto que otras pérdidas de rendimiento como las debidas a la pérdida de carga no están incluidas en el cálculo. En este caso concreto podría verse favorecido un CLF. Por otro lado, sólo se ha analizado el punto de diseño de modo que, en puntos de operación distintos, el rendimiento óptico, función de la tecnología, podría verse modificado reduciendo aún más el rendimiento global del CLF en comparación con el CCP.

Si se comparan los rendimientos globales del colector cilindro-parabólico con receptor PTR Generación 4ª con el CLF haciendo uso del mismo tubo de vacío para distintos factores de concentración se obtiene la fig. 5.27.

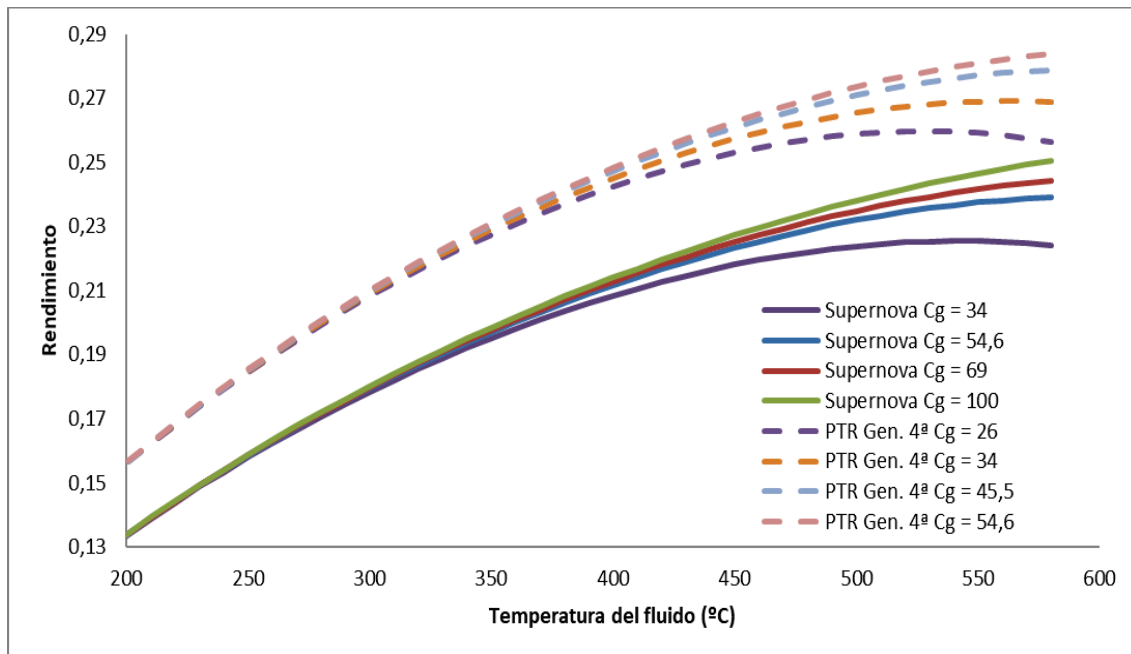


Fig. 5.27. Diferencias de rendimiento global, basado en el rendimiento de Novikov, entre un CCP y un CLF con tubos de vacío, en función de la temperatura media del fluido y considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$

Los valores de concentración para cada tecnología están basados en los correspondientes a colectores comerciales actuales o posibles planteamientos en diseños futuros. Por ejemplo, el valor de 45,5 para un CCP está basado en el diseño LS-4 planteado en el pasado por Luz International. El caso del valor más alto para un CCP está basado en la comparativa con el actual diseño de Supernova para CLF y, en el caso del CLF Supernova sus valores máximos se basan en

hipotéticos diseños que se podrían plantear en el futuro mediante la optimización de concentradores secundarios.

En la tabla 5.30 se representan algunos de los valores de la gráfica de cara a poder establecer valores comparativos para temperaturas habituales de operación.

Tª del fluido (°C)	$\eta_{x,g}$ (%)							
	Supernova				PTR Gen. 4ª			
	Cg = 34	Cg = 54,6	Cg = 69	Cg = 100	Cg = 26	Cg = 34	Cg = 45,5	Cg = 54,6
350	19,51	19,70	19,77	19,84	22,74	22,90	23,03	23,09
400	20,84	21,16	21,27	21,41	24,24	24,51	24,73	24,83
450	21,80	22,33	22,51	22,72	25,30	25,73	26,08	26,26
500	22,39	23,20	23,48	23,80	25,88	26,54	27,08	27,35
550	22,54	23,75	24,16	24,65	25,91	26,89	27,70	28,10

Tabla 5.30. Diferencias de rendimiento global, basado en el rendimiento de Novikov, entre un CCP y un CLF con tubos de vacío en función de la temperatura media del fluido y considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$  y  $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$

Los rendimientos ópticos considerados para cada caso son 76% para CCP y 65% para CLF. Se trata de uno de los factores dominantes en este cálculo, por lo que cualquier variación en este factor supondrá un cambio importante en las conclusiones derivadas del análisis.

Se puede observar que, en el caso de operación con aceite (temperatura media del fluido 350 °C), para el que se trabaja con factores de concentración de 26 en colectores cilindro-parabólicos, un CLF con concentraciones aproximadas de 100 tendría que compensar cerca del 2,9% de pérdidas en rendimiento térmico. Por otro lado, en la operación con sales (temperatura media del fluido 429 °C), el factor de concentración propuesto para un CCP se ha establecido en 34 [19]. En este caso, las diferencias varían de forma más pronunciada con respecto a la temperatura, pero se puede establecer un valor promedio de la diferencia de 3,05% en rendimiento global. Aunque es necesario un análisis más profundo considerando cálculos anuales, ciclos reales y otros efectos no considerados, estos valores pueden servir como orientativos para el desarrollo de futuros trabajos.

### 5.1.2.6 Conclusiones de la aplicación de los modelos locales a colectores lineales Fresnel

Las mayores pérdidas de calor hacia el exterior en el caso de receptores sin vacío hacen que sea recomendable el uso del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  para temperaturas superiores a 400 °C. En el caso de tubos de vacío, los límites se corresponden con los ya establecidos en el análisis de CCP, es decir, tan sólo en extrapolaciones a concentraciones geométricas superiores a 40 y en operación con gases sería necesario el uso del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  en vez del Modelo Local de 1º Grado.

Del análisis del rendimiento total en el caso de operación a temperaturas de 300 °C (temperatura de salida en el receptor para una planta tipo basada en agua en ebullición como HTF) se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El rendimiento total es aproximadamente un 10% superior en el caso de un receptor CCP, con respecto a un CLF Supernova y 11% con respecto a un diseño Nova.

- En condiciones fuera de diseño, la caída de rendimiento térmico de un CLF con receptor de vacío es inferior a la de un CCP, invirtiéndose este comportamiento si el receptor es sin vacío.
- En la operación con vapor saturado, el rendimiento total cae en torno a un 0,7% con respecto a la parte del lazo en ebullición para los casos de receptor sin vacío. En el caso de receptores con vacío la caída es la mitad aproximadamente.

En general, el rendimiento global de un CLF comercial es inferior al obtenido por un CCP comercial para rangos de temperatura hasta 550 °C y factores de concentración mínimos en el caso de CCP. Esto es debido fundamentalmente al rendimiento óptico, más reducido para un CLF. A medida que se aumenta la temperatura de operación las diferencias entre ambas tecnologías se reducen, pudiéndose ver favorecido el uso de colectores Fresnel debido a su menor coste. De este análisis se pueden extraer otra serie de ideas:

- Considerando los diseños de Novatec ( $C_g = 54,6$ ), se observa que el rendimiento global de los receptores de vacío es similar al de los receptores sin vacío para una temperatura de 300 °C. Sin embargo, la operación a menores temperaturas favorece el uso de receptores sin vacío, por lo que la combinación de receptores de vacío y sin vacío en un mismo lazo, en función de la temperatura, puede dar lugar a una optimización del comportamiento global de la planta.
- Las diferencias en rendimiento global entre un CCP y un CLF presentan un máximo en función de la temperatura. En el caso del uso del receptor PTR Generación 4ª en un diseño tipo de CCP (con  $C_g = 26$ ) y en un diseño Supernova de CLF, este máximo se alcanza en el entorno de los 400 °C. A partir de esta temperatura la diferencia de rendimientos se reduciría.
- Diseños hipotéticos de CLF de altas concentraciones ( $C_g = 100$ ) seguirían presentando rendimientos globales inferiores a sus diseños homólogos en CCP. El factor a compensar depende de varios parámetros pero, de manera orientativa, se obtiene que el rendimiento global en CLF sería un 3% inferior aproximadamente. Esta comparativa requiere de un análisis con mayor profundidad, que se propone como trabajo futuro.

En general, el menor coste y la mayor concentración alcanzada son los dos puntos que influyen en el hecho que el CLF sea más competitivo a altas temperaturas. Por otro lado, el mayor problema es su reducido rendimiento óptico.

### 5.1.3 Colectores de torre central

En este caso, tal y como se vio en el capítulo 2, existen una importante variedad de configuraciones geométricas y fluidos propuestos para futuros diseños.

En la tabla 5.31 se resumen algunos datos correspondientes a las temperaturas de operación y flujos de radiación para algunos diseños comerciales y los nuevos diseños que se encuentran en fase de desarrollo.

<b>Comerciales</b>			
<b>Fluido</b>	<b>Temperatura de salida (°C)</b>	<b>Flujo radiación pico (kW/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Flujo radiación medio (kW/m<sup>2</sup>)</b>
Agua/vapor	390-560	600	100-300
Sales fundidas	565	850	400-500
Aire/volumétrico (Jülich)	680	1000	500-600
<b>Nuevos diseños</b>			
<b>Basados en partículas solidas</b>	<b>Temperatura de salida (°C)</b>	<b>Flujo radiación pico (kW/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Flujo radiación medio (kW/m<sup>2</sup>)</b>
Cortina de partículas	>700	~3000	400
Obstrucción de partículas	>800	~3000	400
Hornos giratorios	900	~3000	670
Calentamiento indirecto de partículas	>700		217-387
Lecho fluido	750		420-1100
<b>Basados en gases alta temperatura</b>	<b>Temperatura de salida (°C)</b>	<b>Flujo radiación pico (kW/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Flujo radiación medio (kW/m<sup>2</sup>)</b>
Volumétrico	>800	800-1000	500-600
Tubular	700 – 800		1000
Micro-canales	700		500-1000
<b>Basados en líquidos a alta temperatura</b>	<b>Temperatura de salida (°C)</b>	<b>Flujo radiación pico (kW/m<sup>2</sup>)</b>	<b>Flujo radiación medio (kW/m<sup>2</sup>)</b>
Receptor de sal de haluros	800	850	400-500
Receptor de sal de carbonatos	800	850	400-500
Sodio fundido	800	1400-2500	400-500
Plomo-bismuto fundido	1000	1400-2500	400-500

Tabla 5.31. Temperaturas de operación y flujos de radiación para algunos diseños comerciales y en desarrollo de CTC

Para los casos de los diseños nuevos se disponen de datos de ensayo sin distinguir entre flujos medios y pico en la mayor parte de los casos.

Muchos de estos nuevos diseños necesitan la adaptación de los modelos desarrollados o, incluso, el desarrollo de modelos nuevos para su aplicación, como son los casos de diseños basados en cortinas de partículas o volumétricos. Por tanto, su aplicación a estos nuevos diseños se propone como trabajo futuro, aunque se considerarán los rangos de funcionamiento a nivel general en el análisis paramétrico. Así, en esta tesis, el análisis se va a centrar en el estudio de

receptores indirectos, en los que la circulación de un fluido o partículas ocurre en el interior de los tubos. Esto le confiere una configuración geométrica asimilable a la utilizada para el desarrollo del modelo.

Dentro de estos receptores, en el caso de los diseños con cavidad, es necesario tener el detalle geométrico de dicha cavidad y analizar en detalle la transferencia de calor por radiación y convección al exterior. Para diseños futuros, como el caso de [35], se plantea dicho análisis mediante herramientas CFD, siguiendo la metodología propuesta en el capítulo 4 para la obtención de los coeficientes de transmisión de calor equivalentes.

Por tanto, se hace una primera aproximación a la aplicación de los modelos a receptores centrales partiendo de los receptores externos, lo que servirá como orientación en futuras líneas de investigación. Atendiendo a dichos receptores, los coeficientes transmisión de calor al exterior por convección se pueden calcular mediante el uso de la correlación propuesta en [36].

$$h_{ext} = (h_{forzada}^{3,2} + h_{natural}^{3,2})^{1/3,2} \quad \text{Ec. 5.16}$$

$$h_{forzada} = \left\{ \begin{array}{ll} \frac{0,04199}{D_{rec}} \cdot \left\{ 0,3 + 0,488 \cdot Re^{0,5} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282000} \right)^{0,625} \right]^{0,8} \right\} & \text{si } D_{rec} \leq 4 \text{ m} \\ 14 & \text{si } 4 \text{ m} \leq D_{rec} \leq 125 \text{ m} \\ 33,75 \cdot D_{rec}^{-0,19} & \text{si } 125 \text{ m} \leq D_{rec} \end{array} \right\} \quad \text{Ec. 5.17}$$

Donde  $h_{natural}$  es igual 9,09 W/(m<sup>2</sup>·K) para una temperatura media de 480 °C. Se trata de un parámetro que tiene un efecto reducido sobre las pérdidas de calor hacia el exterior en el rango de temperaturas de operación habituales. De cara al análisis planteado en esta tesis se considerará un valor promedio de 15 W/(m<sup>2</sup>·K), correspondiente a receptores externos con un diámetro entre 4 y 125 m.

Como recubrimiento selectivo se va a tomar Pyromark-2500 para el análisis global ya que hasta la fecha es el recubrimiento que ha demostrado mejores características a nivel global y es el utilizado en este tipo de receptores. Sus propiedades son [37]:

- Emisividad: 0,86-0,88 para temperaturas entre 400-800 °C.
- Absortividad: 0,96-0,97 para temperaturas entre 22 y 650 °C.

En el apartado correspondiente al análisis de recubrimientos, se introducirán otros materiales adicionales de entre los presentados en el capítulo 2.

Se considerarán los fluidos planteados en las anteriores tecnologías, incorporando adicionalmente el caso de partículas sólidas, propuesto para receptores de torre central. El coeficiente de transmisión de calor al interior en el caso de circulación de partículas por el interior de tubos fue calculado en [38] en base a ensayos, obteniendo valores entre 420- 1100 W/m<sup>2</sup>·K. Se toma como valor extremo un valor cercano al mínimo del rango (500 kW/m<sup>2</sup>), ya que para valores superiores el comportamiento será similar al de los gases.

Por último, aunque los valores de flujo de radiación dados se corresponden con datos sobre receptor, de cara a estimar rendimientos globales y poder comparar con otras tecnologías es

necesario conocer el rendimiento óptico. Para ello se recurre a datos sobre algunas de las plantas comerciales en operación con receptor externo. Se dispone de los siguientes datos:

- Rendimiento óptico diseño en Gemasolar: 68,2% [39], planta de receptor externo. En este caso no se incluye la absorptividad del recubrimiento en tubos.
- Rendimiento óptico diseño en Dahan: 74,7% [40] en su punto de diseño, planta de receptor en cavidad.

### 5.1.3.1 Rango de validez de los modelos locales

Si se analizan los rangos de operación correspondientes a plantas comerciales con receptores externos se obtienen las siguientes gráficas.

En el caso de sales fundidas, con temperaturas de operación hasta 565 °C y flujos de radiación pico de 850 kW/m<sup>2</sup> se obtiene la fig. 5.28.

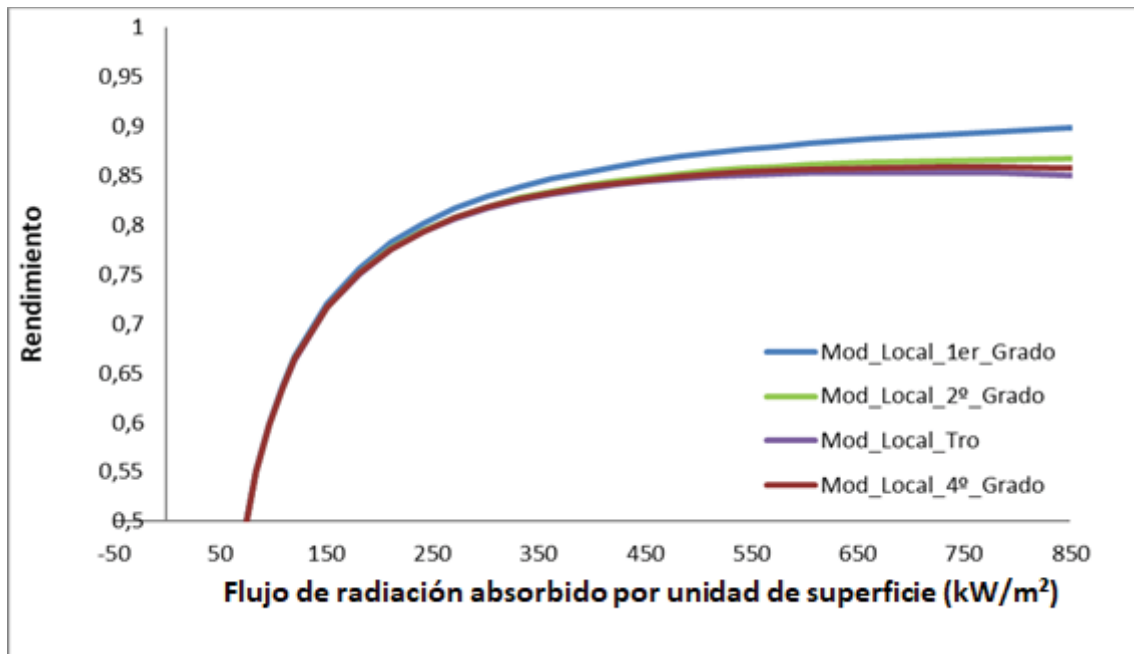


Fig. 5.28. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para: un CTC externo genérico,  $U_{rec} = 2.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $T_f = 565 \text{ }^\circ\text{C}$ . Curvas correspondientes a los modelos locales desarrollados

Considerando coeficientes de transmisión de calor hacia el interior bajos dentro de los correspondientes a sales fundidas se observa que el Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado pronostica rendimientos que se alejan de los correspondientes al resto de modelos, incluso para flujo de radiación por debajo de la media (400-500 kW/m<sup>2</sup>). Sin embargo, el modelo de segundo grado y el basado en la temperatura en pared dan como resultado valores próximos a los obtenidos con el modelo completo. El error máximo cometido para el pico de flujo de radiación es de 0,9%, siendo dicho error igual a 0,2% para flujos medios. En el caso de valores más altos del coeficiente de transmisión al interior (3.000 W/(m<sup>2</sup>·K), más adecuados para el caso de sales) y haciendo uso del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$ , los errores se reducen al 0,06% para valores de flujo medios y 0,17% para valores de flujo pico (siendo ligeramente superiores en el caso del Modelo Local de 2º Grado). Por tanto, estos modelos se pueden utilizar para obtener una primera aproximación al resultado.

En el caso de agua en ebullición los resultados estarán en el mismo orden al obtenido para sales, con errores que dependerán de la temperatura de operación.

Para el caso de operación a 700 °C, temperatura propuesta como objetivo de la iniciativa SunShot [41], los errores con obtenidos con el Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  para sales ( $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ) son 0,28% para el pico máximo de flujo de radiación y 0,09% para un valor medio. Por tanto, se considera válido en primera aproximación el uso de dicho modelo, de cara a orientar diseños en este rango. Con coeficientes inferiores ( $U_{rec} = 2.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ), los valores aumentan hasta 1% y 0,4% respectivamente.

A la vista de los resultados se puede considerar válido el uso del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  hasta 700 °C, suponiendo coeficientes de transmisión al interior cercanos o superiores a  $3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ , habituales en colectores en operación con sales y agua en ebullición.

Si se plantea el análisis de diseños futuros basados en temperaturas más altas de operación y flujos de radiación superiores o en estos mismos rangos, pero usando gases o partículas sólidas con calentamiento indirecto como HTF, los errores serán mayores y, por tanto, se hará necesario el hacer uso del Modelo Local de 4º Grado.

En la fig. 5.29 se observan los resultados para el caso de gases operando a temperaturas de 565 °C.

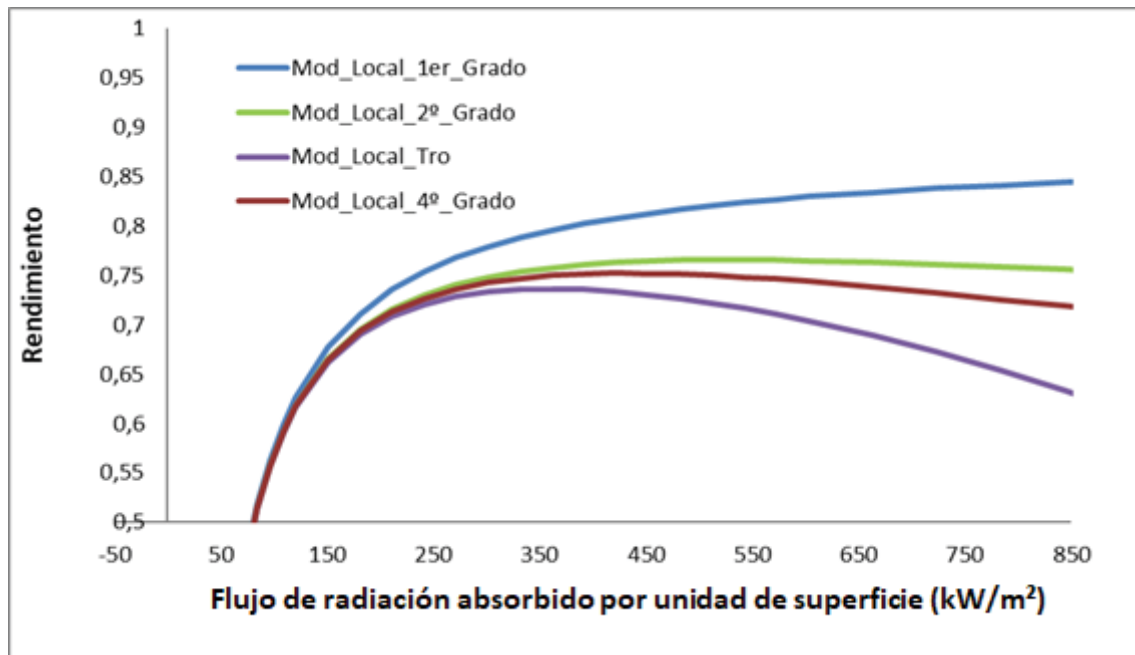


Fig. 5.29. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para: un CTC externo genérico,  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $T_f = 565 \text{ °C}$ . Curvas correspondientes a los modelos locales desarrollados

Tal y como se comentó en el capítulo 3, el valor del rendimiento del Modelo Local de 4º Grado se corresponderá siempre con un valor intermedio entre los valores del Modelo Local Basado en  $T_{ro}$  y del Modelo Local de 2º Grado.

En el caso de la operación con metales fundidos como HTF es válido el uso del Modelo Basado en  $T_{ro}$  en todo el rango de flujos de radiación viables con estos fluidos ya que el error se encuentra en el mismo rango que el caso de sales pero, en este caso, para flujos de radiación mucho mayores ( $2.500 \text{ kW}/\text{m}^2$ ).



A modo de resumen, como guía de aplicación de los modelos se puede suponer que:

- El uso del Modelo Local basado en  $T_{ro}$  puede considerarse una aproximación adecuada para el análisis de los receptores comerciales actuales basados en fluidos de transferencia como las sales o el agua en ebullición. Llevando estos diseños a temperaturas de 700 °C (objetivo previsto para 2.020), el uso de dicho modelo continúa siendo válido. Para temperaturas superiores, dependerá del objetivo de la aplicación y de la temperatura, la necesidad de aplicar o no el modelo completo.
- Los colectores basados en gases presurizados o partículas fluyendo por el interior de tubos requieren el uso del Modelo Local de 4º Grado.
- En el caso de colectores basados en metales líquidos es adecuado el uso del Modelo Local basado en  $T_{ro}$  para cualquier rango de flujo de radiación previsto en la actualidad.

### 5.1.3.2 Análisis paramétrico

En el caso de un CTC uno de los puntos importantes es la selección del fluido para la operación con altos flujos de radiación y altas temperaturas. Por tanto, en un primer análisis, se plantea el estudio de un receptor externo con distintos fluidos en su interior. Para este análisis, se supone una temperatura de operación de 565 °C, equivalente a la de salida de un CTC operando con sales fundidas (fig. 5.30).

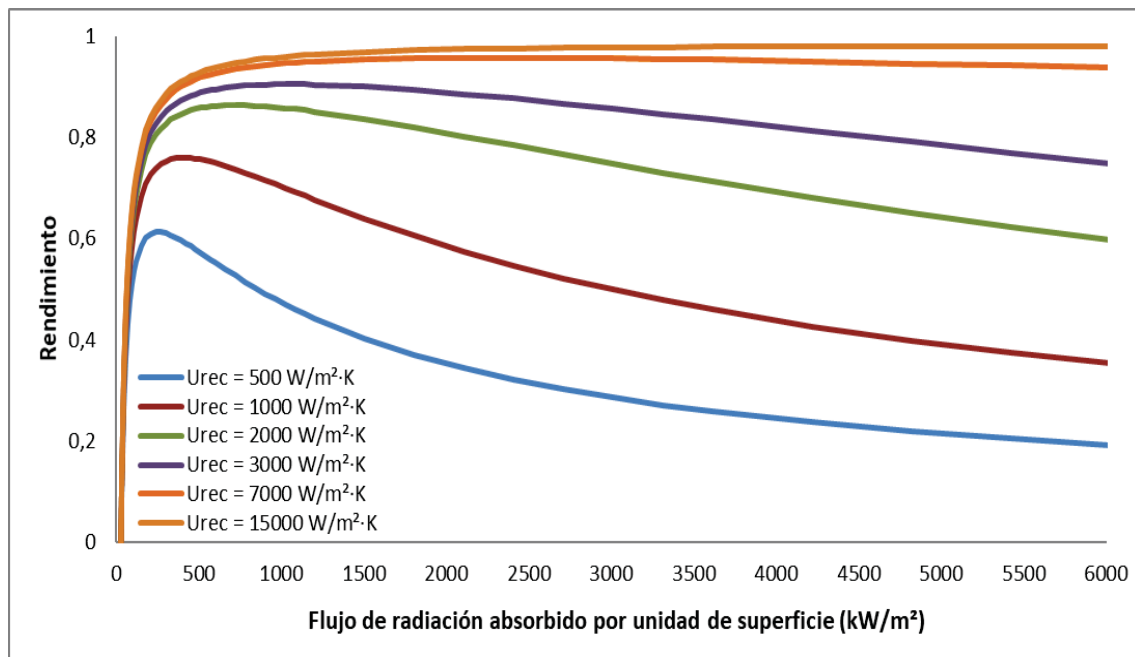


Fig. 5.30. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para  $T_f = 565$  °C y diferentes valores del coeficiente de transmisión de calor al interior

En la fig. 5.31 se observa en primer lugar un efecto significativo del coeficiente de transmisión de calor al interior sobre el rendimiento térmico a medida que aumenta el flujo de radiación absorbido. Dicho efecto se reduce a valores altos de dicho coeficiente, correspondientes a metales líquidos. Para esta tecnología el coeficiente de transmisión de calor al interior se convierte en un punto clave debido a que las pérdidas de calor al exterior son superiores a las de cualquier otra.

Para todos los fluidos, excepto el caso de metales líquidos, se alcanza el flujo de radiación máximo por debajo de 1.100 kW/m<sup>2</sup>. Por tanto, se trata de un factor a analizar importante ya que, en algunos casos, se pueden plantear flujos de radiación que provoquen una disminución del rendimiento térmico. Para algunos fluidos, como las sales fundidas, puede no tratarse de un punto crítico ya que la pendiente es reducida en las cercanías del máximo pero, para el uso de gases, la caída del rendimiento sí puede ser importante.

En la tabla 5.32 se representan los valores de rendimiento para varios flujos de radiación. Se puede verificar cómo el máximo rendimiento aparece para flujos de radiación de hasta 1.025 W/m<sup>2</sup>·K, en el caso de fluidos distintos a los metales fundidos. En azul se destacan los valores máximos, dentro de los datos representados (que no tienen por qué corresponderse con el máximo absoluto). Se puede observar cómo, para los casos de gases o partículas, los rendimientos pueden caer con respecto a su valor máximo hasta casi un 14% en el caso de partículas y un 6% en el caso de gases para flujos de radiación de 1.025 kW/m<sup>2</sup>·K. Sin embargo, en el caso de sales, esta caída desde el máximo estaría en el entorno de 0-0,5%. Los metales fundidos alcanzarían el máximo para valores superiores de radiación.

$\dot{q}_{abs}$ (kW/m <sup>2</sup> )	$\eta_x$ (%)					
	$U_{rec} = 500$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 1000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 2000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 3000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 7000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 15000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)
48	26,35	29,58	31,46	32,14	32,93	33,26
109	53,57	61,50	65,89	67,40	69,15	69,85
151	58,48	68,21	73,48	75,24	77,25	78,05
211	60,89	72,67	78,91	80,94	83,19	84,06
302	<b>61,00</b>	75,26	82,76	85,11	87,63	88,57
362	60,19	75,84	84,12	86,67	89,34	90,32
422	59,07	<b>75,96</b>	85,01	87,74	90,56	91,57
482	57,83	75,79	85,58	88,51	91,46	92,51
543	56,52	75,43	85,96	89,07	92,16	93,23
603	55,21	74,94	86,18	89,49	92,71	93,81
663	53,92	74,36	86,30	89,80	93,16	94,29
724	52,66	73,71	86,34	90,03	93,53	94,68
784	51,44	73,01	<b>86,31</b>	90,20	93,83	95,01
844	50,27	72,29	86,24	90,32	94,09	95,30
905	49,14	71,54	86,12	90,40	94,31	95,54
965	48,07	70,78	85,96	90,44	94,50	95,75
1025	47,04	70,01	85,78	<b>90,46</b>	94,66	95,94
1206	44,21	67,69	85,09	90,38	95,04	96,39
1809	37,05	60,55	81,98	89,33	95,59	97,20
3015	28,56	49,85	74,77	85,68	<b>95,55</b>	97,77
4221	23,65	42,63	68,04	81,35	94,98	97,92
5427	20,40	37,47	62,27	76,97	94,16	<b>97,92</b>
6972	12,02	23,03	41,99	56,98	86,77	96,92

Tabla 5.32. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación para:  $T_f = 565$  °C,  $DNI = 900$  W/m<sup>2</sup>, rendimiento óptico del 67% y diferentes valores del coeficiente de transmisión de calor al interior

En el caso de temperatura del fluido igual a 700 °C se producen leves aumentos en el flujo de radiación para rendimiento máximo, lo que provoca que en la mayor parte de los fluidos también caigan levemente las diferencias entre rendimientos máximos y rendimientos bajo flujos de radiación de 1.025 kW/m<sup>2</sup>. Por el contrario, aumentará la diferencia de rendimiento con respecto a aquellas zonas de menor concentración (tabla 5.33).

$\dot{q}_{abs}''$ (kW/m <sup>2</sup> )	$\eta_x$ (%)					
	$U_{rec} = 500$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 1000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 2000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 3000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 7000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)	$U_{rec} = 15000$ W/(m <sup>2</sup> ·K)
109	34,95	41,55	45,62	47,10	48,88	49,62
151	43,55	52,61	58,11	60,08	62,41	63,36
211	48,76	60,23	67,12	69,53	72,33	73,45
302	51,12	65,17	73,62	76,50	79,74	81,01
362	51,27	66,66	75,99	79,14	82,61	83,95
422	50,90	67,43	77,59	80,97	84,65	86,04
482	50,26	67,76	78,69	82,30	86,17	87,61
543	49,46	67,79	79,46	83,29	87,35	88,83
603	48,59	67,62	80,00	84,05	88,28	89,81
663	47,68	67,31	80,37	84,63	89,04	90,60
724	46,75	66,91	80,61	85,08	89,66	91,27
784	45,84	66,42	80,75	85,44	90,19	91,82
844	44,94	65,89	80,81	85,71	90,63	92,30
905	44,06	65,32	80,81	85,92	91,01	92,72
965	43,20	64,72	80,75	86,08	91,34	93,08
1025	42,38	64,10	80,66	86,19	91,62	93,39
1206	40,08	62,19	80,18	86,33	92,28	94,15
1809	34,03	56,07	77,47	85,61	93,33	95,54
3015	26,61	46,61	70,79	82,14	93,61	96,54
4221	22,21	40,11	64,54	77,94	93,09	96,86
5427	19,25	35,42	59,17	73,72	92,24	96,93
6972	16,61	31,01	53,52	68,68	90,86	96,86

Tabla 5.33. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación para:  $T_f = 700$  °C y diferentes valores del coeficiente de transmisión de calor al interior

Para esta temperatura se puede observar cómo los rendimientos pueden caer hasta casi un 9% en el caso de partículas, algo menos de un 4% en el caso de gases y menos del 0,1% en el caso de sales, con respecto a los rendimientos para flujos de radiación de 1025 kW/m<sup>2</sup>.

Los flujos de radiación para algunos de los diseños de receptor orientados a la operación con gases a altas presiones son superiores a las del punto de rendimiento máximo (tabla 5.33). Esto supone no sólo la reducción del rendimiento en las zonas de concentración más alta del receptor sino también la reducción de la concentración en otras zonas, alejándose dicha región del máximo. En estos casos sería necesario un análisis del rendimiento óptico de cara a proponer una estrategia de enfoque óptima.

En la fig. 5.31 se representa el flujo de radiación para rendimiento máximo en función de la temperatura del fluido considerando varios fluidos distintos. Dichos flujos máximos se calculan haciendo uso de la ec. 3.104 y la ec. 3.109, para los coeficientes de transmisión al exterior definidos para estos diseños.

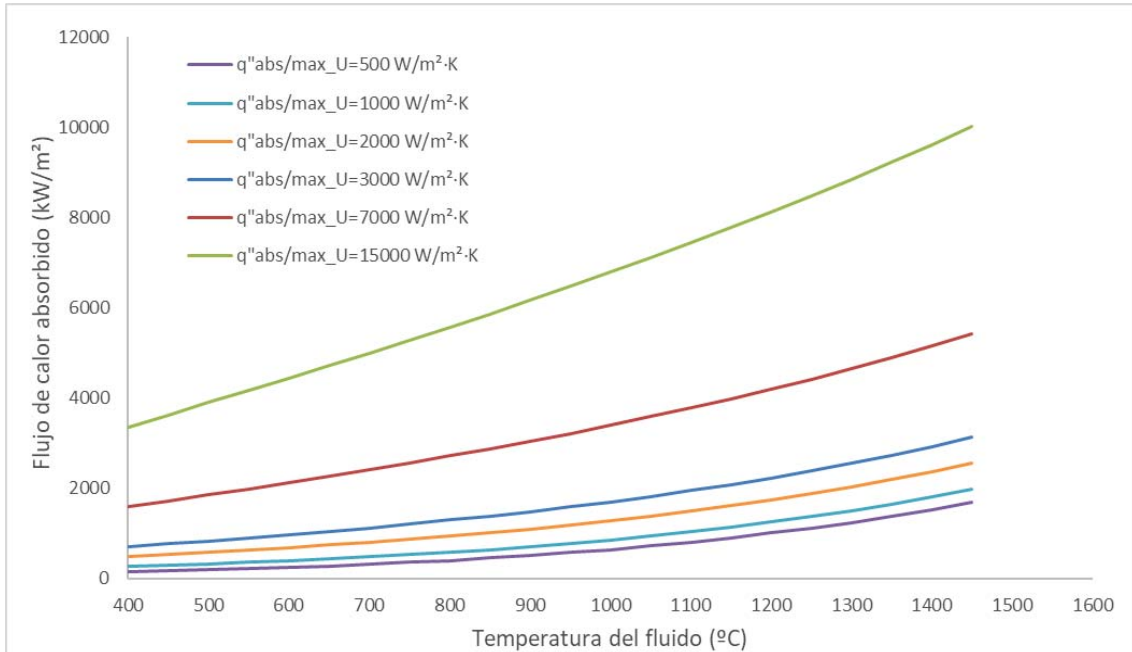


Fig. 5.31. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura para distintos valores del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior del receptor

Se observa que para los casos de metales líquidos los flujos de radiación planteados para su operación (tabla 5.31) quedan por debajo del punto de máximo rendimiento. Sin embargo, si se atiende en detalle a los casos con coeficientes de transmisión de calor inferiores a los de dichos fluidos (fig. 5.32), se puede ver como pueden ser incluso superiores a los de máximo rendimiento.

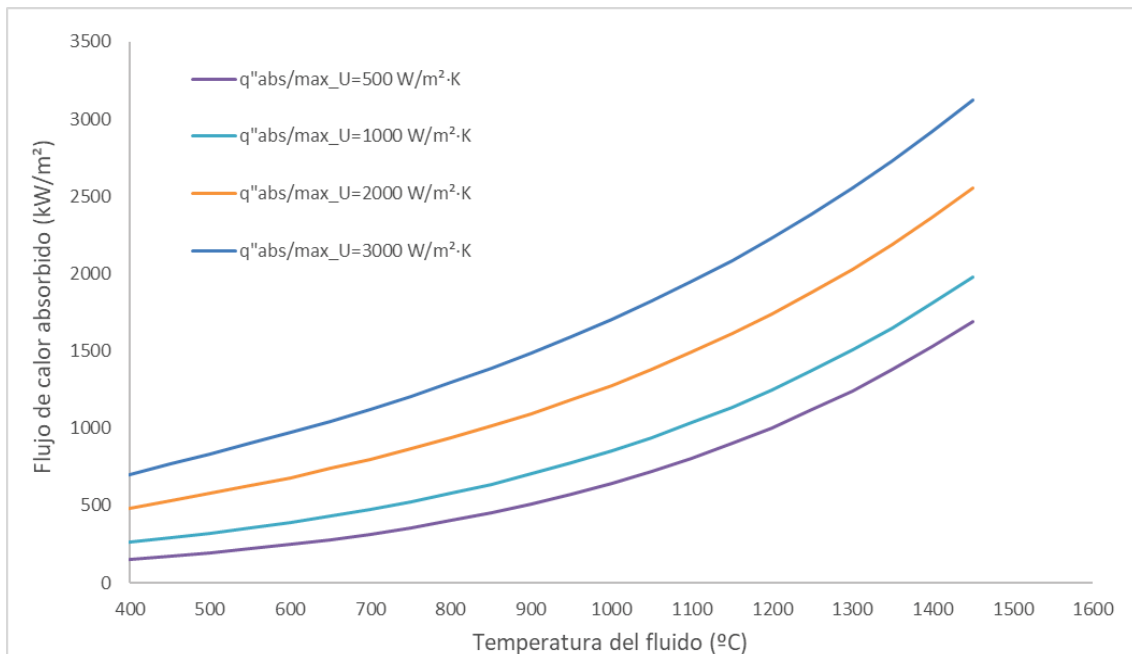


Fig. 5.32. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función de la temperatura, para valores del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior del receptor bajos

En este caso, considerando gases presurizados o circulación de partículas en el interior de tubos (500 y 1.000 W/(m<sup>2</sup>·K) respectivamente) los flujos de radiación medios de 400-500 kW/m<sup>2</sup> serían superiores a los necesarios para alcanzar el rendimiento máximo para temperaturas de hasta 750-900 °C. Por tanto, se corrobora la idea de que, para estos diseños se hace más necesario aún un estudio acoplado del rendimiento óptico y térmico para optimizar el rendimiento total.

A medida que aumenta el coeficiente de transmisión de calor del fluido la caída del rendimiento para flujos de radiación alejados del correspondiente al valor máximo es menor. En la fig. 5.33 se han representado los entornos para los que el rendimiento es como mínimo un 1% menor que el valor del rendimiento máximo. La temperatura considerada es 700 °C, valor objetivo para 2.020 [41].

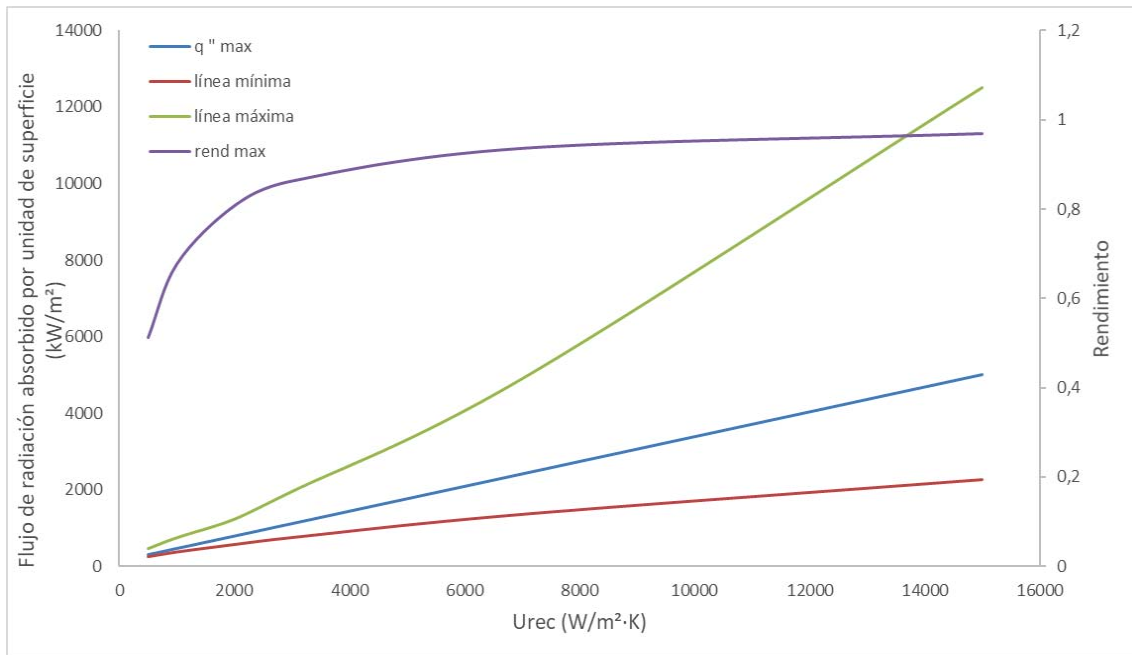


Fig. 5.33. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función del coeficiente de trasmisión de calor al interior. Líneas correspondientes a flujos de radiación para los que el rendimiento se reduce un 1%. Rendimiento máximo en función del coeficiente de transmisión de calor al interior. Curvas para  $T_f = 700$  °C.

La fig. 5.33 pretende representar la región de trabajo recomendada para cada fluido de manera que, cuanto más uniforme sea la distribución, acercándose a valores de la línea de máximo, mayor será su rendimiento térmico. Como se puede observar, a medida que aumenta el coeficiente de transmisión de calor al interior, más amplia es la región de trabajo.

También se puede observar cómo a medida que aumenta el coeficiente de transmisión de calor lo hace también de forma importante el rendimiento máximo alcanzable, hasta llegar a valores del entorno de los metales líquidos, para los que la pendiente de la curva disminuye de forma importante.

En la fig. 5.34 se ofrece un detalle de la zona de operación de los fluidos utilizados en la actualidad como HTF.

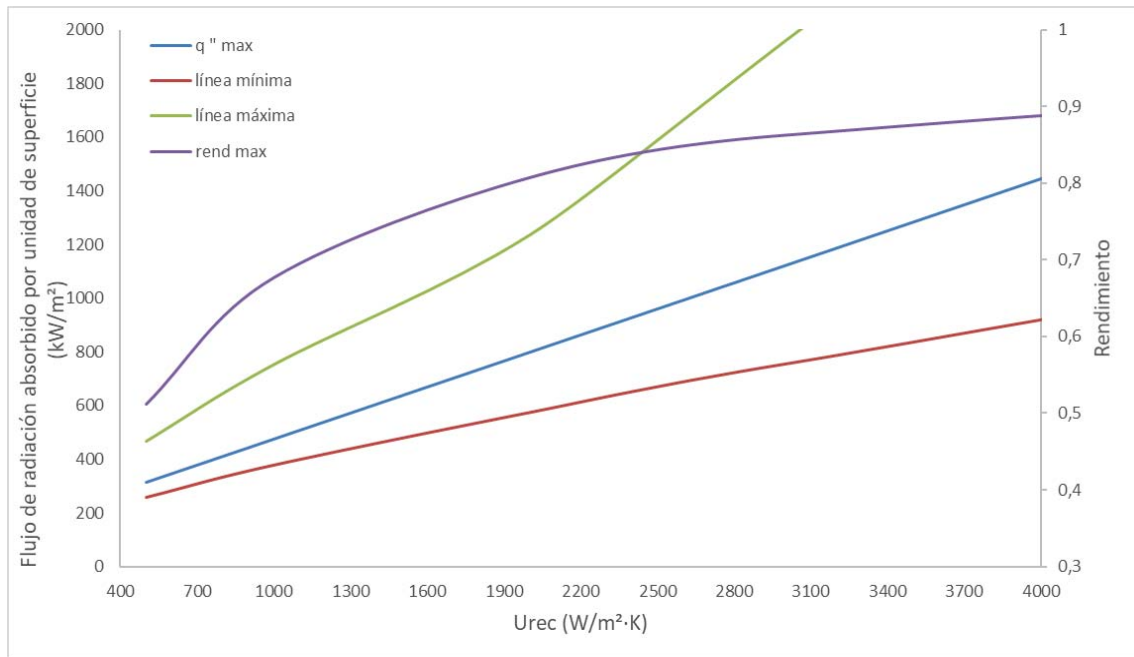


Fig. 5.34. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función del coeficiente de trasmisión de calor al interior. Líneas correspondientes a flujos de radiación para los que el rendimiento se reduce un 1%. Rendimiento máximo en función del coeficiente de trasmisión de calor al interior. Curvas para  $T_f = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ . Detalle para valores reducidos del coeficiente de trasmisión

Se pueden apuntar dos ideas importantes:

- En el caso de operación con gases se plantean flujos de radiación de hasta  $1.000 \text{ kW/m}^2$ , tal y como se recoge en la tabla 5.31. De tal modo que se podría estar trabajando, en algunos casos, incluso fuera de esta zona recomendada.
- El rendimiento para coeficientes de trasmisión de calor inferiores a  $4.000 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)}$  presenta una importante pendiente, cayendo de forma acusada en el caso de operación con gases, tal y como ya se ha comentado.

Existen varios métodos para la optimización del enfoque del campo de heliostatos generando huellas más uniformes (como el presentado en [39]). El acoplamiento de estos algoritmos con los modelos propuestos podría llegar a estrategias de enfoque óptimas para cada diseño.

En la tabla 5.34 se comparan las curvas para una temperatura de  $700 \text{ }^\circ\text{C}$  y otra de  $800 \text{ }^\circ\text{C}$ , como posibles futuros diseños de sales fundidas o gases presurizados.

$U_{rec}$ ( $\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ )	$\dot{q}_{abs/max}$ ( $\text{kW}/\text{m}^2$ )					
	$T_f = 700 \text{ }^\circ\text{C}$			$T_f = 800 \text{ }^\circ\text{C}$		
	Línea Mínimos	Máximo rendimiento	Líneas de máximos	Línea Mínimos	Máximo rendimiento	Líneas de máximos
<b>500</b>	256	315	467	317	401	618
<b>1.000</b>	377	477	754	437	580	874
<b>2.000</b>	573	800	1236	693	936	1446
<b>3.000</b>	754	1123	1960	874	1293	2261
<b>7.000</b>	1357	2416	4900	1658	2721	5126
<b>15.000</b>	2261	5002	---	2563	5575	---

Tabla 5.34. Flujo de calor absorbido para rendimiento máximo en función del coeficiente de trasmisión de calor al interior. Líneas correspondientes a flujos de radiación para los que el rendimiento se reduce un 1%. Datos para  $T_f = 700 \text{ }^\circ\text{C}$  y  $T_f = 800 \text{ }^\circ\text{C}$

Los valores dados en la tabla 5.32 pueden servir como guía de la evolución de estos parámetros. Para el caso del cálculo del rendimiento máximo en temperaturas superiores a 600 °C se puede utilizar como buena aproximación el modelo propuesto en el capítulo 3 y que en dicho rango podría expresarse según las ecuaciones 5.18 y 5.19.

$$\dot{q}_{abs/max}'' = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot \left( \left( \frac{4}{3} T_f \right)^4 - T_{ext}^4 \right) + h_{ext} \left( \frac{4}{3} \cdot T_f - T_{ext} \right) + \frac{1}{3} \cdot U_{rec} \cdot T_f \quad \text{Ec. 5.18}$$

$$\eta_{x,max} = \frac{\frac{1}{3} \cdot U_{rec} \cdot T_f}{\dot{q}_{abs/max}''} \quad \text{Ec. 5.19}$$

### 5.1.3.3 Estudio de los recubrimientos selectivos para CTC mediante los modelos locales

Tal y como se planteó en el capítulo 2 para el caso de colectores de torre central, el desarrollo de recubrimientos selectivos para altas temperaturas es uno de los puntos críticos en algunos diseños de concentración puntual, para conseguir aumentar su rendimiento. Para conseguir absorptividades solares altas normalmente se aumenta también la emisividad en el rango infrarrojo de alta frecuencia, aumentando las pérdidas de calor al exterior. Es necesario optimizar este equilibrio entre absorptividad y emisividad de cara mejorar el rendimiento térmico. Hasta la fecha es la pintura Pyromark2500 la que parece presentar las mejores prestaciones para los diseños de receptor actuales de torre central, de manera que mantenga sus prestaciones en contacto con el aire.

Para poder evaluar las prestaciones de los recubrimientos desarrollados se hace uso de expresiones como la ec. 2.39 (recuperada en este apartado) o mediante el cálculo del rendimiento térmico basado en modelos simplificados.

$$FOM \left( \frac{W}{cm^2} \right) = 60 \cdot \alpha_{solar} - 5 \cdot \left[ (\varepsilon_{80^\circ C} + \varepsilon_{2400 nm}) / 2 \right] \quad \text{Ec. 2.39}$$

Los valores de *FOM* que se obtienen mediante la aplicación de esta ecuación se corresponden con un diseño que opera a 700 °C y con un flujo de radiación promedio de 600 kW/m<sup>2</sup>.

Ambas aproximaciones (*FOM* o rendimiento basado en modelos simplificados) consideran situaciones particularizadas para la operación a temperaturas de 700 °C y flujos de radiación equivalentes a aquellos flujos medios absorbidos en los diseños actuales de receptor. Aunque indirectamente se tienen en cuenta estos parámetros, no se pueden evaluar variaciones de ellos. Adicionalmente, al tratarse de modelos simplificados puede que fuera de los rangos habituales el resultado no sea adecuado, llegando a conclusiones erróneas. En este sentido es fundamental tener en cuenta el coeficiente de transmisión de calor hacia el interior del receptor que no se incorpora en ninguna de las aproximaciones.

En este apartado se busca comprobar si la incorporación de la influencia de dichos parámetros puede modificar las conclusiones con respecto a los distintos recubrimientos que se encuentran en fase de desarrollo en la actualidad. Para ello se hará uso de los modelos desarrollados bajo los rangos de operación planteados en diseños futuros.

Se parte de varios recubrimientos desarrollados por Sandia [42] para su aplicación en CTC. Dichos recubrimientos se compararán con Pyromark además de con el caso de acero inoxidable

304L sin recubrimiento y considerado que se ha sometido o no a tratamiento térmico. En la tabla 5.35 se representan los valores de  $FOM$  según la ec. 2.39.

Material	$\alpha_{solar}$	$\epsilon$	$FOM (W/cm^2)$
<b>Pyromark2500</b>	0,96	0,87	53,3
<b>NiCo<sub>2</sub>O<sub>4</sub></b>	0,91	0,63	51,42
<b>FeCo<sub>2</sub>O<sub>4</sub></b>	0,8	0,49	45,51
<b>CoFe<sub>2</sub>O<sub>4</sub></b>	0,82	0,43	47,01
<b>CuCo<sub>2</sub>O<sub>4</sub></b>	0,89	0,52	50,76
<b>(NiFe)Co<sub>2</sub>O<sub>5</sub></b>	0,88	0,52	50,16
<b>SS304L (sin tratamiento térmico)</b>	0,46	0,41	25,52
<b>SS304L</b>	0,62	0,37	35,34

Tabla 5.35. Datos para los recubrimientos selectivos materiales considerados en el análisis

En la tabla 5.35, la emisividad se corresponde con el valor medio de  $\epsilon_{80\text{ }^\circ\text{C}}$  y  $\epsilon_{2400\text{ nm}}$ , salvo para el caso de Pyromark, para el que se hace uso de los valores dados en [37]. En este punto de operación el recubrimiento Pyromark tendría un mejor comportamiento que el resto de las configuraciones.

Para el análisis presentado en este apartado, los resultados se expresan en función de rendimiento total modificado, en el que se considera tan sólo la absorptividad de entre todos los factores que influyen en el rendimiento óptico. Se trata de evaluar, de modo comparativo, varios recubrimientos y no de calcular un rendimiento total para un diseño particular. De esta comparativa se pretende obtener en qué rangos de operación podría ser más adecuado el uso de recubrimientos distintos a Pyromark. Se hará uso del Modelo Local de 4º Grado, aunque de cara a al análisis cualitativo se recurre al Modelo Local basado en Tro, que para el rendimiento total considerado en este análisis adquiere la forma de la ec. 5.20.

$$\eta_{x,t} = \alpha_{solar} \cdot F'_{crit} \cdot \left( 1 - \frac{\sigma \cdot \epsilon_{ext} \cdot \left( \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f \right)^4 - T_{ext}^4 \right) + h_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f - T_{ext} \right)}{\dot{q}_{abs}''} \right) = F'_{crit} \cdot \left( \alpha_{solar} - \frac{\sigma \cdot \epsilon_{ext} \cdot \left( \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f \right)^4 - T_{ext}^4 \right) + h_{ext} \cdot \left( \frac{\dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_{crit}''}{U_{rec} + U_{crit}} + T_f - T_{ext} \right)}{C_g \cdot DNI} \right) \quad \text{Ec. 5.20}$$

Esta ecuación puede servir para visualizar algunos de los efectos apuntados en el análisis.

En la fig. 5.35 se representan los resultados para el caso de temperatura de 565 °C y un coeficiente de transmisión de calor al interior igual a 3.000 W/(m<sup>2</sup>·K), que podría corresponderse con un receptor actual de torre central trabajando con sales fundidas a su temperatura de salida. Se observa cómo a partir de una concentración geométrica del entorno de 180 se produce el corte entre la curva correspondiente a Pyromark y las curvas correspondientes a NiCo<sub>2</sub>O<sub>4</sub> y CuCo<sub>2</sub>O<sub>4</sub>.



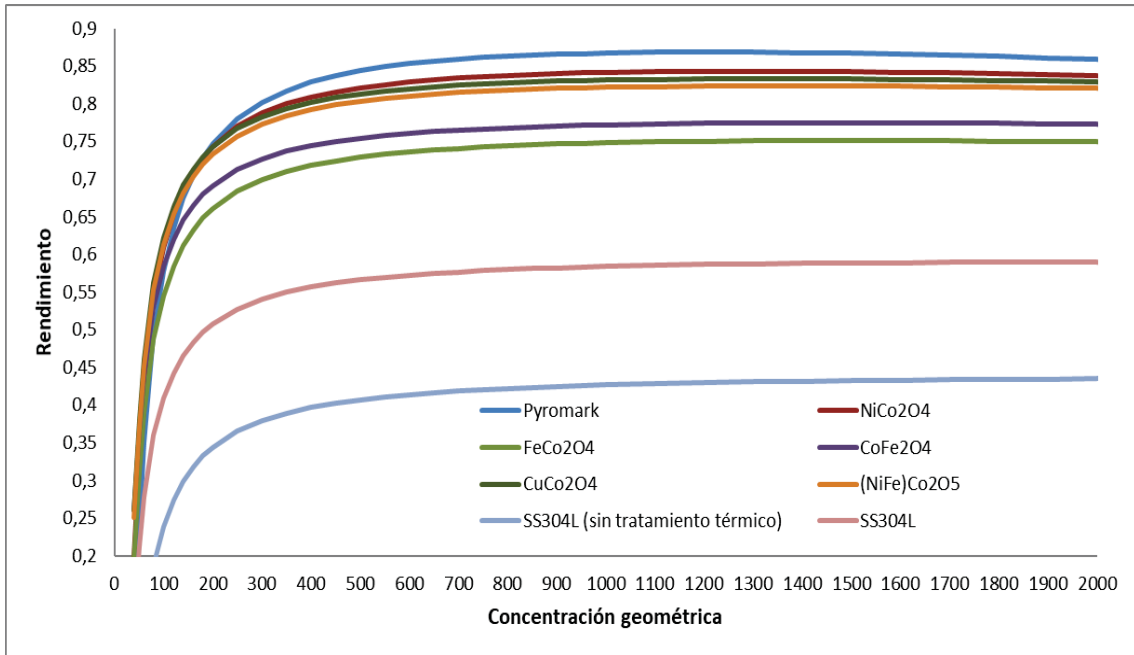


Fig. 5.35. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a 565 °C y con  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

Se observa que los rendimientos correspondientes a configuraciones sin recubrimiento son bastante inferiores al resto, por lo que se eliminan estos casos en los sucesivos casos del análisis.

Si la operación se lleva a una temperatura de 700 °C, se puede observar (fig. 5.36) cómo el punto de corte se eleva a un factor de concentración geométrica de 400.

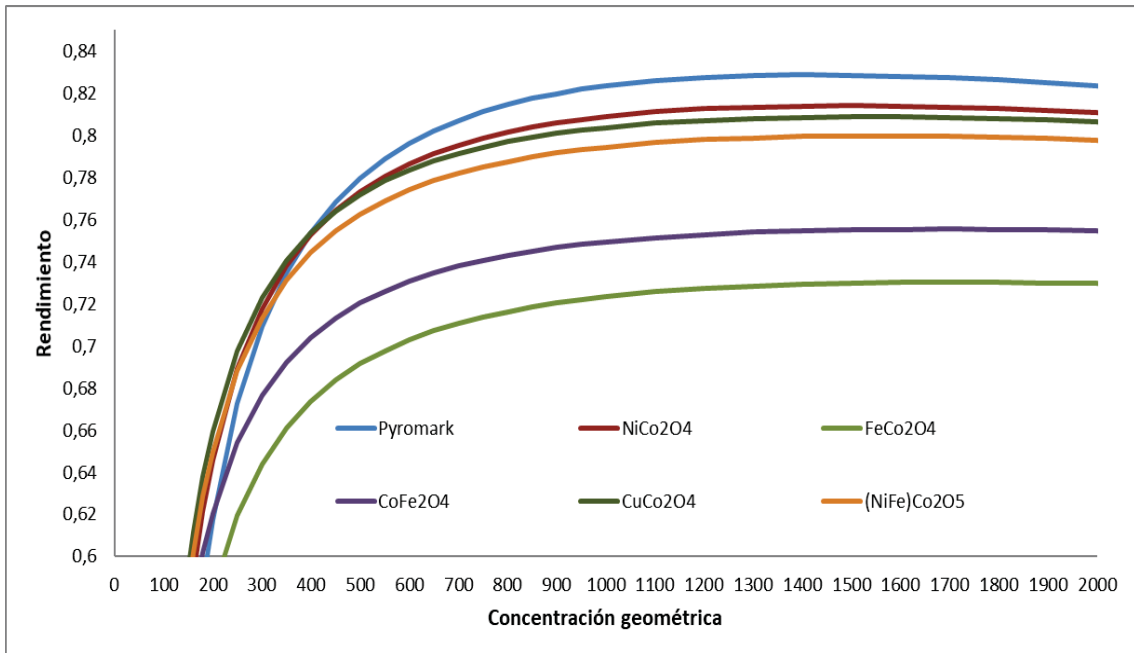


Fig. 5.36. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a 700 °C y con  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

A la vista de los resultados, el recubrimiento de Pyromark podría dejar de ser óptimo para valores de concentración por debajo de las condiciones de diseño. Se podría plantear una idea similar a la ya planteada en colectores cilindro-parabólicos, donde la combinación a lo largo del

receptor de varios recubrimientos podría dar un comportamiento óptimo. En este caso un recubrimiento como  $\text{CuCo}_2\text{O}_4$  podría acompañar a Pyromark en zonas de menor concentración.

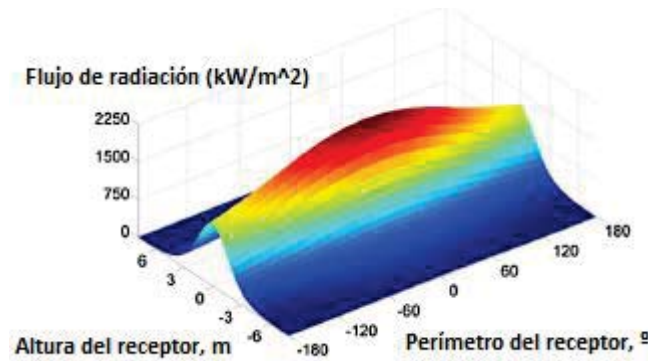


Fig. 5.37. Huella solar sobre el receptor externo de la planta Gemasolar en Sevilla [39]

En la fig. 5.37 se observa cómo en el punto de diseño existe una diferencia clara entre regiones de alta y de baja concentración. Habría que evaluar las huellas para otros puntos de operación y analizar tecnológicamente la posibilidad de poder combinarlos en un mismo receptor.

A concentraciones superiores a los valores mostrados se producirá un nuevo cruce de las curvas, por lo que se puede concluir que a bajas o altas concentraciones la emisividad se convierte en un factor dominante frente a la absorptividad.

Recuperando los resultados mostrados en la tabla 5.35, se comprueba que un recubrimiento como Pyromark sería óptimo bajo las condiciones propuestas en la ec. 2.49 y suponiendo un fluido como sales fundidas. Sin embargo, si estas mismas condiciones se aplican a un fluido como gases a altas presiones ( $U_{rec} \sim 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ), se observa que dichos resultados se invierten (fig. 5.38).

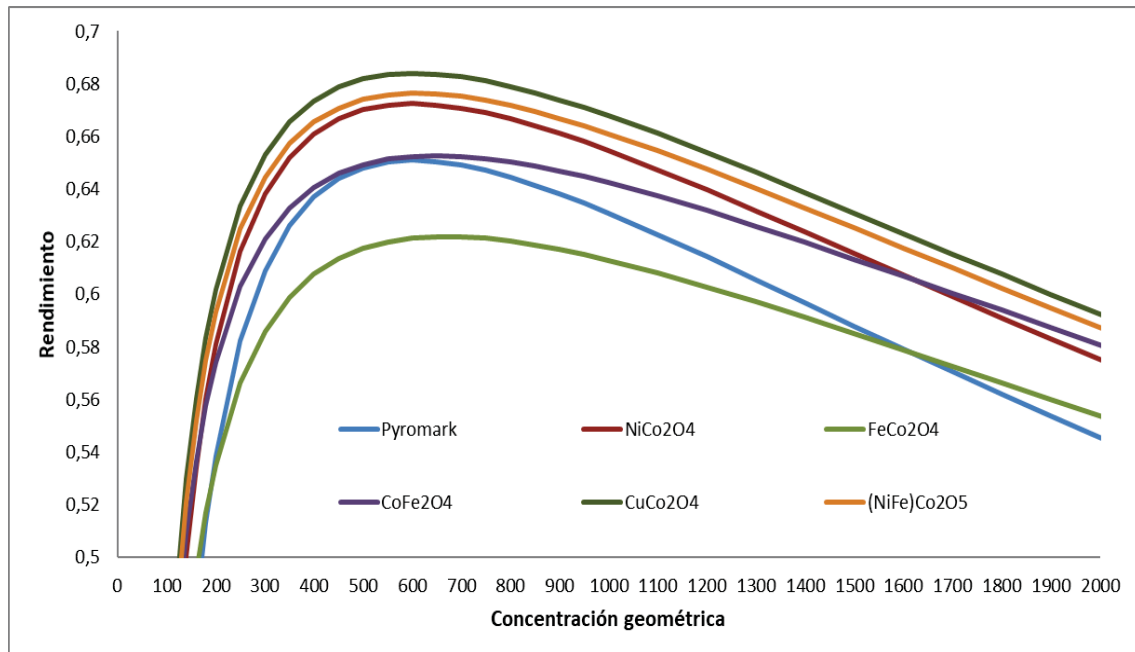


Fig. 5.38. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a  $700 \text{ }^\circ\text{C}$  y con  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$

En este caso, las prestaciones de Pyromark se ven superadas por prácticamente todos los demás recubrimientos analizados. Se puede comprobar cómo, para temperaturas inferiores, como 565 °C, esta tendencia se mantiene (fig. 5.39) aunque en menor grado, como era esperable.

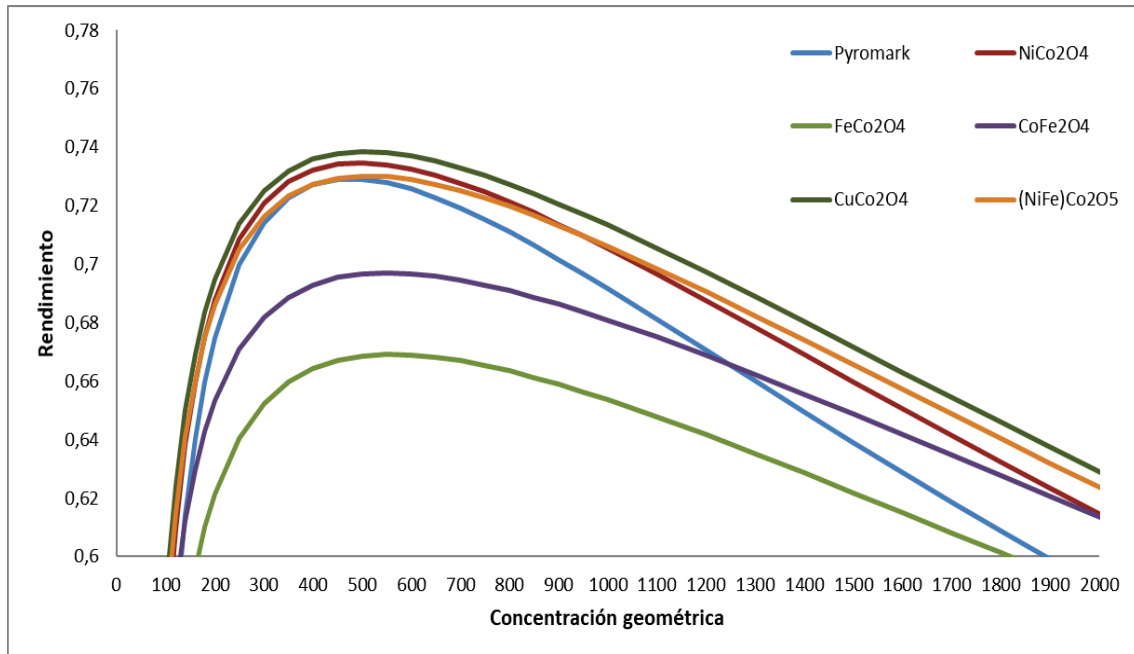


Fig. 5.39. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a 565 °C y con  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

Analizando la ec. 5.20 se puede ver cómo, a medida que crecen  $\epsilon_{ext}$  y  $h_{ext}$  se hacen factores dominantes frente a la absorptividad.

Por último, en la fig. 5.40 se representan los resultados correspondientes a un diseño operando con metales líquidos a altas temperaturas (1.000° °C).

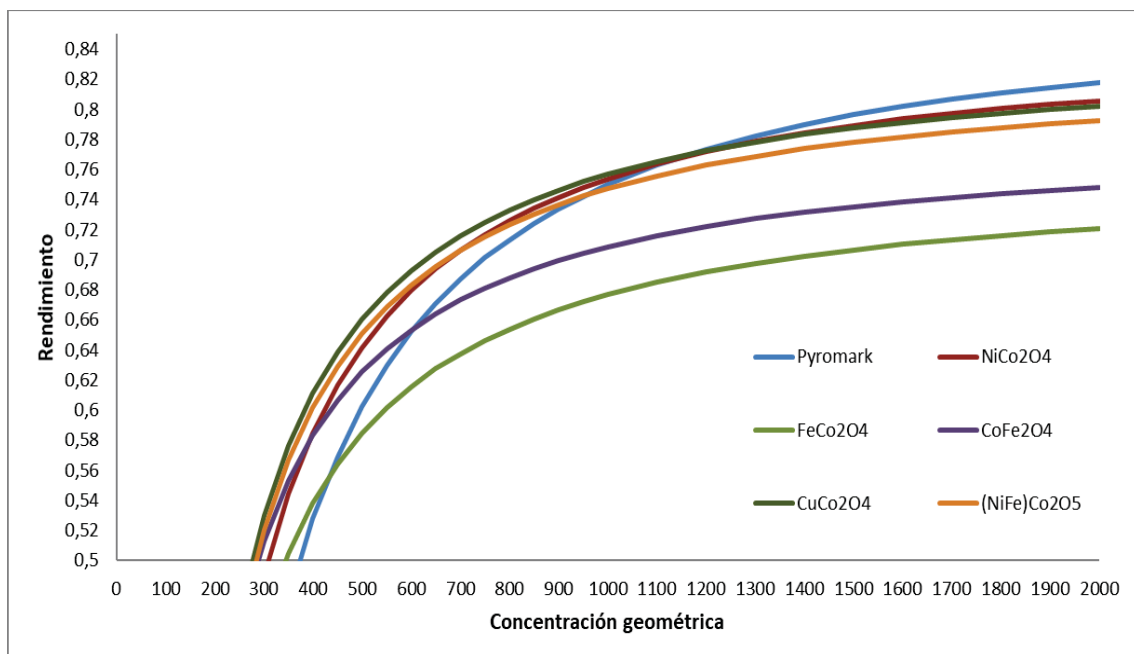


Fig. 5.40. Rendimiento total en función de la concentración geométrica para las configuraciones analizadas y para una operación a 1.000 °C y con  $U_{rec} = 7.000 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$

En el caso de un diseño funcionando con PbBi, la selección del recubrimiento dependería de las concentraciones a las que se pudiese operar.

Tal y como se comentaba en el capítulo 2, cualquier decisión en este sentido deberá acompañarse, adicionalmente, de un análisis de durabilidad y mantenimiento de cada uno de los recubrimientos a altas temperaturas, en contacto con aire y sometidos a ciclos de calentamiento y enfriamiento. En cualquier caso, existen razones para plantear la investigación en el campo de recubrimientos en función del diseño y condiciones de operación.

Debido a que los cambios fundamentales con respecto a los resultados obtenidos por anteriores modelos ocurren en rangos dónde las expresiones simplificadas del modelo comienzan a separarse de los valores reales, se recomienda el uso del Modelo Local de 4º Grado, aunque en determinados rangos se pueda hacer uso de la ec. 5.20, siguiendo las recomendaciones planteadas en el apartado 5.1.3.1.

#### **5.1.3.4 Rendimiento global en colectores de torre central**

En este apartado se pretende evaluar en primera aproximación el rendimiento global de futuros diseños de CTC en función de la temperatura y considerando varios fluidos. Para ello se considera un receptor externo genérico al que se le aplica un recubrimiento tipo Pyromark. Como rendimiento óptico se considera el correspondiente a la planta Gemasolar (68,2% sin tener en cuenta la absortividad del recubrimiento). Se consideran condiciones de diseño con  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ .

Tal y como se ha hecho para el resto de los colectores, se considera como rendimiento del ciclo el dado por la aproximación de Novikov-Curzon-Ahlborn [26] a la temperatura dada y considerando como temperatura exterior 25 °C. Para el cálculo del rendimiento térmico se hará uso del Modelo Local de 4º Grado, pudiendo hacer uso de alguna de las simplificaciones en función del rango ya indicado.

No se tiene en cuenta la posible caída del rendimiento en el intercambio de calor entre el HTF y el fluido del ciclo, en el caso que no se trate de un ciclo directo. Es un factor que habría que tener en cuenta en este tipo de ciclos, a medida que se aumenta de forma importante la temperatura (tal y como se planteaba en el apartado 2.2.6).

En la fig. 5.41 se representa el rendimiento global en función de la temperatura para el caso de sales fundidas ( $U_{rec} = 3.000 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ ), considerando varios valores del factor de concentración.

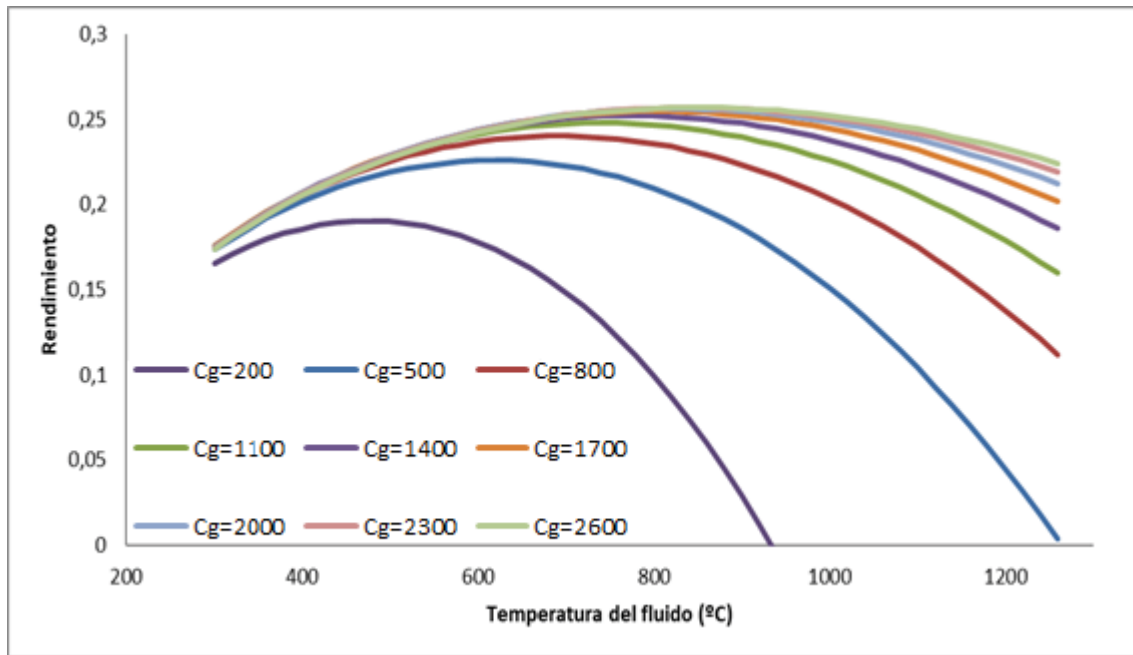


Fig. 5.41. Rendimiento global en función de la temperatura del fluido para distintos valores de concentración geométrica, considerando  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$

El rendimiento global para una operación típica con sales fundidas (temperatura media de  $429 \text{ }^\circ\text{C}$  y flujos de radiación medios de  $400\text{-}500 \text{ kW}/\text{m}^2$ ) se encuentra en el entorno del 21%. Este valor es inferior al valor pico dado para receptores de torre central, 23% [28]. Esto es debido a que el rendimiento óptico en receptores externos es más reducido que el caso de receptores con cavidad (un 6,5% superior en el caso de Dahan con respecto a Gemasolar) y por tanto estos últimos podrán alcanzar rendimientos superiores.

Igualmente, la comparativa de estos rendimientos con respecto a los de otras tecnologías dependerá de manera importante del rendimiento óptico. Por tanto, mientras que un colector externo el rendimiento global obtenido es un 4-5% inferior al de un CCP operando con sales fundidas, un receptor en cavidad podría presentar rendimientos superiores. Por ello, para la comparativa entre tecnologías se necesita de un estudio más en profundidad en el que se puedan evaluar distintos diseños. Este análisis sería necesario acompañarlo de un estudio de costes que pueda orientar oportunidades de optimización y se plantea como trabajo a desarrollar en el futuro.

Se observa un crecimiento progresivo del rendimiento máximo alcanzable a medida que aumenta el grado de concentración. Dicho máximo, como en anteriores casos, se alcanza a temperaturas que van aumentando a medida que lo hace el factor de concentración.

En la tabla 5.36 se representan los valores aproximados para el máximo (el análisis se hace en intervalos de temperatura de  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ , por lo que no se obtienen los valores exactos).

$C_g$	$\dot{q}_{abs}''$ (kW/m <sup>2</sup> )	Rendimiento global máximo (%)	T <sup>a</sup> del fluido (°C)
200	117,85	19,03	480
500	294,62	22,58	620
800	471,40	24,00	700
1100	648,17	24,76	740
1400	824,95	25,20	780
1700	1001,72	25,46	800
2000	1178,50	25,61	820
2300	1355,27	25,67	840
2600	1532,04	25,68	840

Tabla 5.36. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido, para distintos valores de concentración geométrica y con  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Temperatura aproximada a la que se produce dicho máximo

Se observa cómo para factores de concentración entre 600 y 800 la pendiente comienza a disminuir de forma importante (fig. 5.42). Para esta última concentración el máximo se alcanza para una temperatura de 700 °C, que coincide con el objetivo previsto para 2.020. Por tanto, para dicha temperatura el objetivo sería buscar concentraciones medias de 800. Estos rendimientos máximos dependerán de manera importante del rendimiento óptico, pudiendo aumentar de forma importante.

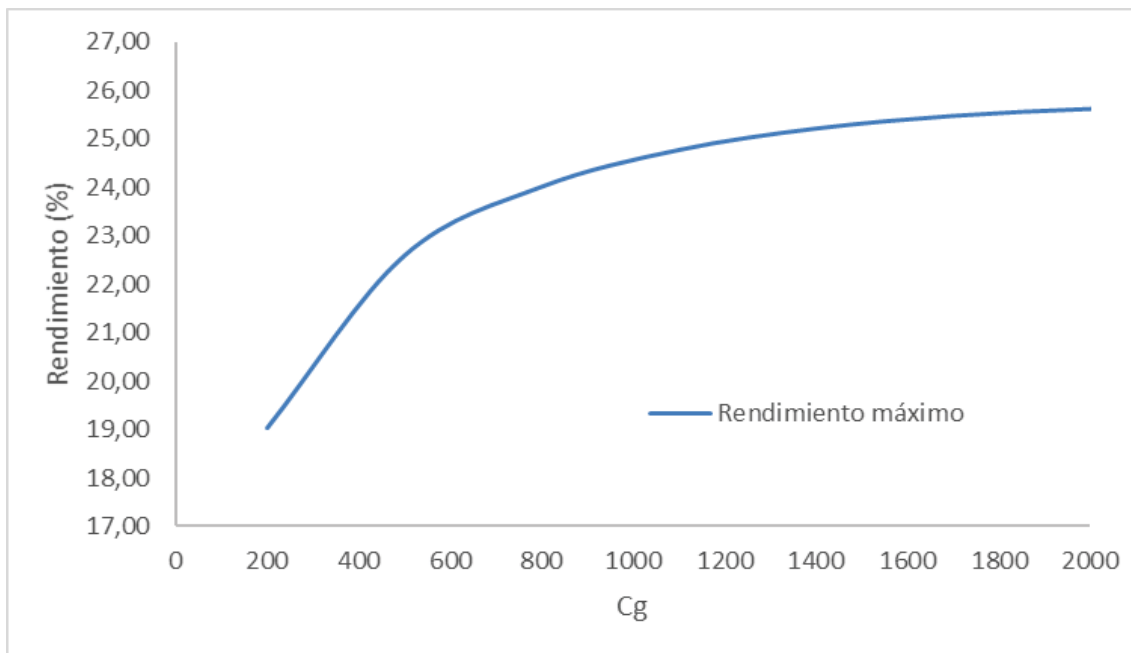


Fig. 5.42. Rendimiento global máximo (%) en función de la concentración geométrica, considerando  $U_{rec} = 3.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$

En la fig. 5.43 se representan los rendimientos globales para el caso de diseños basados en el uso de gases presurizados como HTF ( $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ). Se observa que, a diferencia del caso correspondiente a sales fundidas, se alcanza un máximo para el rendimiento global en función de la concentración mientras que, en el caso anterior, el máximo rendimiento aumentaba a medida que se iba aumentando la concentración. Esto mismo ocurre también con cualquier otro fluido pero, en este caso, se produce en concentraciones que se encuentran dentro del rango de las esperadas en los diseños actuales y futuros. El hecho que se alcance un máximo en el rendimiento térmico en función del flujo de radiación para valores del entorno de 400-

500 kW/m<sup>2</sup> tiene como consecuencia que un aumento en la concentración no suponga un aumento del rendimiento global. Esto ya ocurría con el rendimiento térmico, pero en este apartado se constata que también ocurre con el rendimiento global.

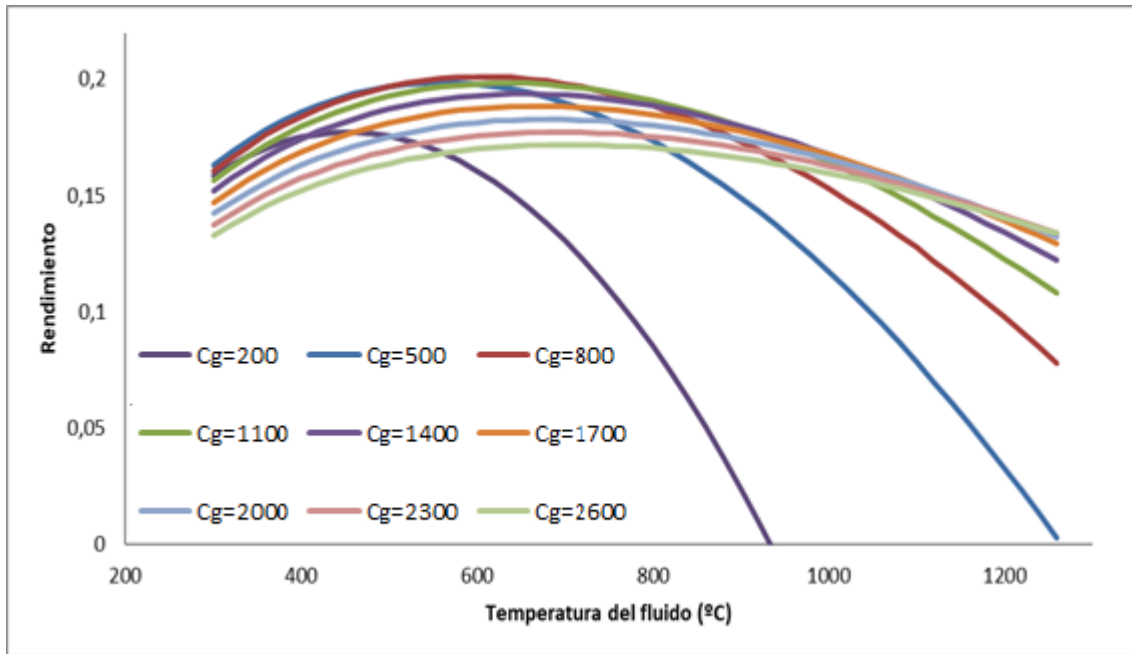


Fig. 5.43. Rendimiento global en función de la temperatura del fluido para distintos valores de concentración geométrica, considerando  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$

En la tabla 5.37 se dan los valores de rendimiento máximo para cada una de las concentraciones.

$C_g$	$\dot{q}_{abs}''$ (kW/m <sup>2</sup> )	Rendimiento global máximo (%)	T <sup>a</sup> del fluido (°C)
<b>200</b>	117,85	17,71	460
<b>500</b>	294,62	19,87	560
<b>800</b>	471,40	20,11	600
<b>1100</b>	648,17	19,84	640
<b>1400</b>	824,95	19,37	660
<b>1700</b>	1001,72	18,84	660
<b>2000</b>	1178,50	18,28	680
<b>2300</b>	1355,27	17,72	700
<b>2600</b>	1532,04	17,19	700

Tabla 5.37. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido para distintos valores de concentración geométrica y con  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Temperatura aproximada a la que se produce dicho máximo

En la fig. 5.44 se puede observar que existe una caída del rendimiento máximo con respecto al caso de sales fundidas que oscila entre el 1,3% y el 8,5% para los casos analizados. Esto hace que el trabajo a altas temperaturas con gases tenga una limitación importante debido a su coeficiente de transmisión de calor.

Adicionalmente, se observa cómo el máximo se alcanza entre valores de concentración de 500 y 1100. Calculando para otros valores de concentración, se obtiene el valor de dicho máximo está en el entorno de 750.

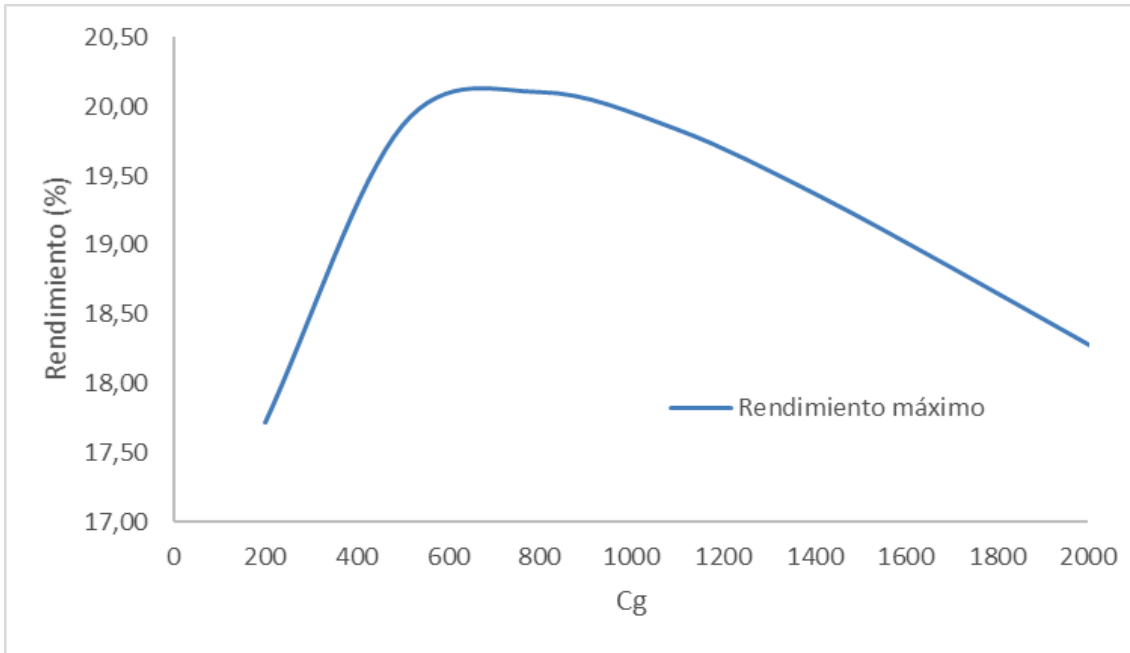


Fig. 5.44. Rendimiento global máximo en función de la concentración geométrica, considerando  $U_{rec} = 1.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$

Por el contrario, si se consideran diseños basados en el uso de metales líquidos este máximo queda de nuevo fuera del rango de las concentraciones analizadas (fig. 5.45).

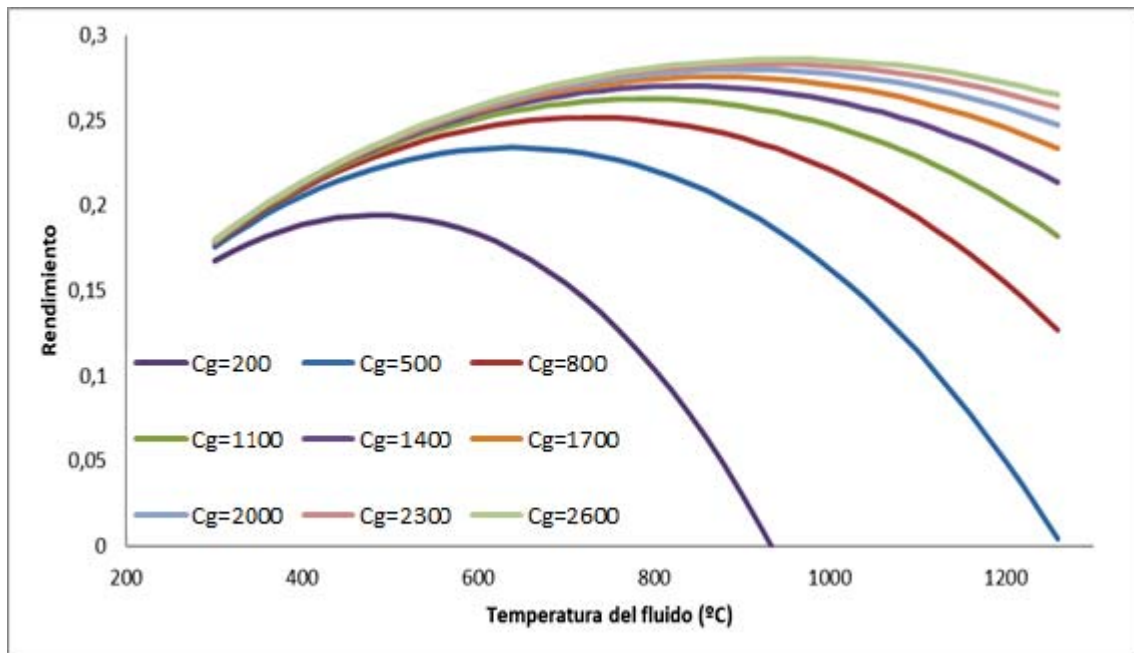


Fig. 5.45. Rendimiento global en función de la temperatura del fluido para distintos valores de concentración geométrica, considerando  $U_{rec} = 7.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  y  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$



En la tabla 5.38 se dan los valores de rendimiento máximo para cada una de las concentraciones.

$C_g$	$\dot{q}_{abs}''$ (kW/m <sup>2</sup> )	Rendimiento global máximo (%)	T <sup>a</sup> del fluido (°C)
200	117,85	19,41	480
500	294,62	23,38	640
800	471,40	25,15	720
1100	648,17	26,24	780
1400	824,95	26,98	840
1700	1001,72	27,53	880
2000	1178,50	27,96	900
2300	1355,27	28,29	920
2600	1532,04	28,56	940

Tabla 5.38. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido, para distintos valores de concentración geométrica y con  $U_{rec} = 7.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Temperatura del fluido aproximada a la que se produce dicho máximo

Se puede observar que existe una mejora del rendimiento máximo con respecto al caso de sales fundidas que oscila entre el 0,4% y el 3% para los casos analizados. Esto hace que los metales fundidos sean buenos candidatos para el trabajo a altas temperaturas.

En la fig. 5.46 se resumen los resultados obtenidos representando las curvas correspondientes a los rendimientos globales máximos en función de la concentración para cada uno de los fluidos considerados. Se observa que, en la región de concentraciones entre 200 y 800, la pendiente del rendimiento global es mayor que en concentraciones superiores, donde el crecimiento se amortigua o incluso se invierte. En el caso de metales líquidos, el salto en el rendimiento es de prácticamente el 6% entre factores de concentración de 200 y 800, para pasar a ser un 3,4% entre factores de concentración de 800 y 2600.

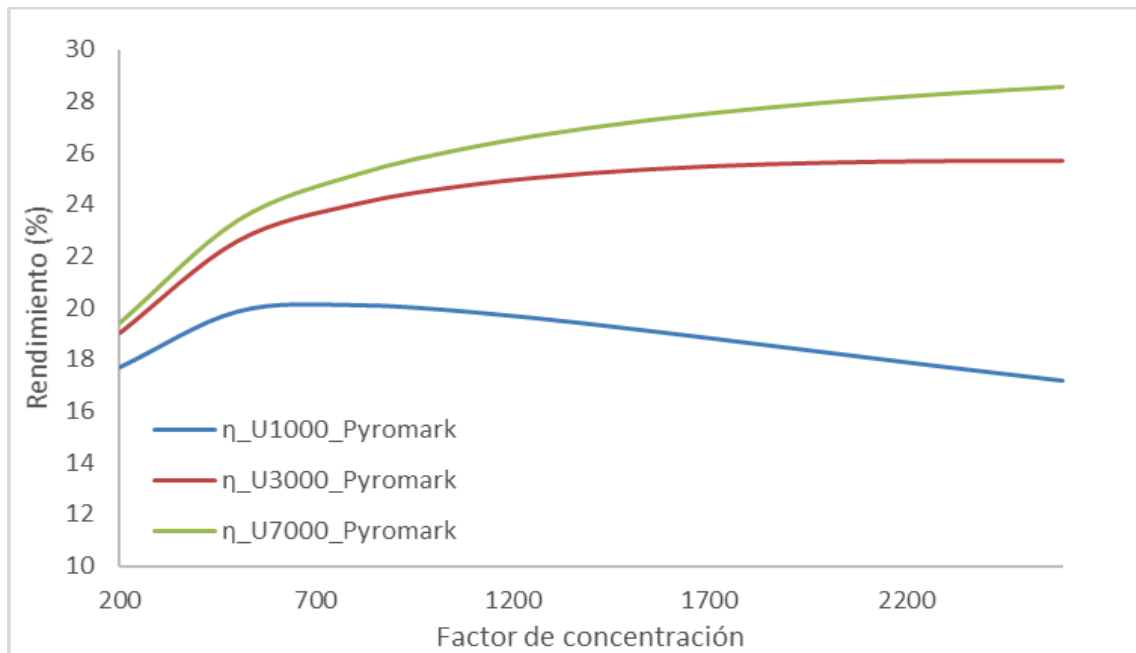


Fig. 5.46. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido para distintos fluidos y considerando  $DNI = 900 \text{ W}/\text{m}^2$

Por otro lado, existen condiciones de operación en las que algunos recubrimientos en desarrollo superan en prestaciones a Pyromark. De los recubrimientos analizados se selecciona aquél que presenta mejores prestaciones de cara a establecer comparaciones con Pyromark.

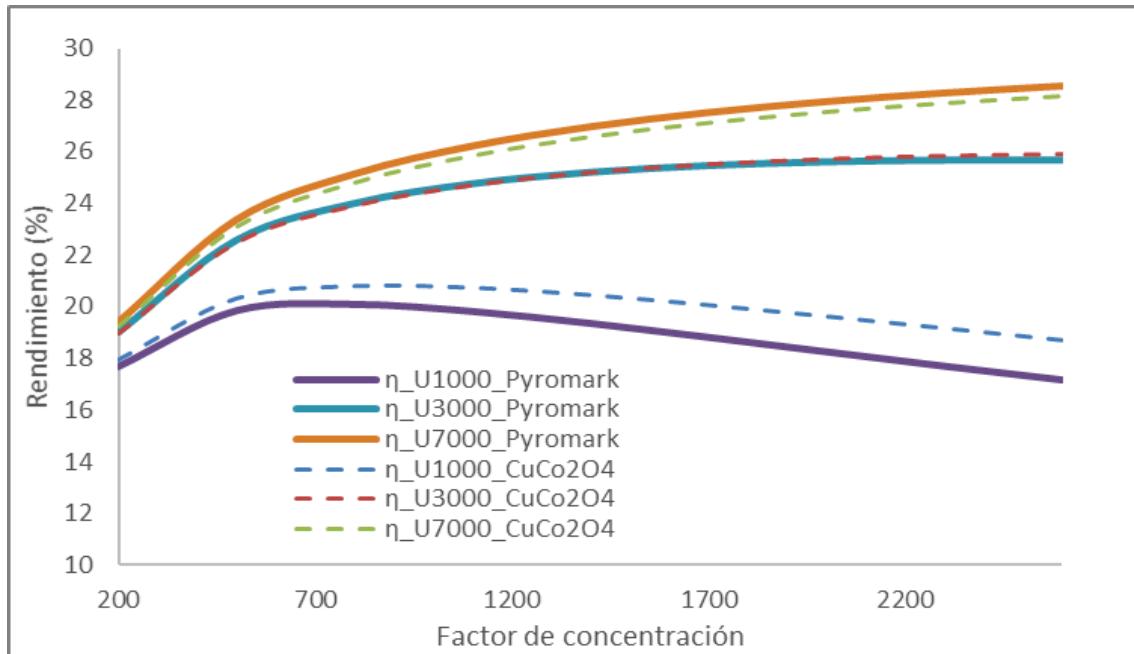


Fig. 5.47. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido para distintos fluidos y considerando  $DNI = 900 \text{ W/m}^2$ . Comparativa de recubrimientos: Pyromark y  $\text{CuCo}_2\text{O}_4$

En la fig. 5.47 se representan, a modo comparativo, los resultados obtenidos para ambos recubrimientos. Se observa cómo, en el caso de gases a presión, las prestaciones del recubrimiento basado en  $\text{CuCo}_2\text{O}_4$  serían superiores a las del caso de Pyromark si se considera operación en el punto de rendimiento máximo. En el caso de sales fundidas, sus prestaciones son similares para los valores máximos, mientras que en el caso de metales líquidos se invierte la tendencia del caso de gases.

### 5.1.3.5 Conclusiones de la aplicación de los modelos locales a colectores de torre central

Los diseños de CTC plantean la operación a concentraciones y temperaturas altas, lo cual supone plantear el uso de modelos locales en sus expresiones más complejas, siendo válidas las simplificaciones en determinados rangos de operación. Tras un análisis paramétrico, se concluye que:

- Se descarta el uso del Modelo Local Simplificado que sí tenía validez para las anteriores tecnologías.
- El uso del Modelo Local basado en  $T_{ro}$ , puede considerarse una aproximación adecuada para el análisis de los receptores comerciales actuales basados en fluidos de transferencia como las sales o el agua en ebullición hasta temperaturas de aproximadamente  $700 \text{ }^\circ\text{C}$  (objetivo previsto para 2.020). Para temperaturas superiores, su aplicación o no dependerá del objetivo y de la temperatura.
- Los colectores basados en gases presurizados o partículas fluyendo por el interior de tubos requieren del uso del Modelo Local de 4º Grado.
- En el caso de colectores basados en metales líquidos es adecuado el uso del Modelo Local basado en  $T_{ro}$  para cualquier rango de flujo de radiación previsto en la actualidad.

Muchos de estos nuevos diseños necesitan la adaptación de los modelos desarrollados o incluso el desarrollo de modelos nuevos para su aplicación. Así, en esta tesis, se ha propuesto hacer una primera aproximación al rendimiento basada en receptores externos con una configuración geométrica asimilable a la utilizada para el desarrollo de los modelos. Esto sirve como orientación en futuras líneas de investigación [35]. De un primer análisis paramétrico del rendimiento térmico se pueden extraer las siguientes ideas:

- Existe un efecto significativo del coeficiente de transmisión de calor al interior sobre el rendimiento térmico, que tan sólo se reduce para coeficientes correspondientes a metales líquidos.
- Para la operación con todos los fluidos, excepto metales líquidos, se alcanza el rendimiento máximo para un flujo de radiación por debajo de  $1.100 \text{ kW/m}^2$ . Por tanto, para algunos fluidos y diseños, parte del receptor podría estar trabajando por encima de este valor máximo.
- Debido a este hecho se considerarán óptimas desde el punto de vista del rendimiento térmico aquellas distribuciones estrechas del flujo de radiación en el receptor en torno a su valor medio, de manera que éste sea el correspondiente a rendimiento máximo. Sería necesario acoplar este comportamiento con un análisis del rendimiento óptico de cara a proponer una estrategia de enfoque óptima.
- En base a este resultado, también se plantea una región de trabajo recomendada para cada fluido que engloba aquellas condiciones de trabajo para las que el rendimiento térmico es como mínimo, sólo un 1% inferior al máximo. A medida que aumenta el coeficiente de transmisión de calor al interior dicha región es más amplia, debido a que se reduce la pendiente de la curva.
- El rendimiento máximo alcanzable presenta una pendiente fuerte para fluidos con coeficiente de transmisión de calor por debajo de  $4.000 \text{ W/m}^2$ .
- A altas temperaturas un punto clave para el rendimiento térmico es el desarrollo de recubrimientos selectivos con un balance entre absorptividad y emisividad óptimo. Del análisis paramétrico en este ámbito se obtienen las siguientes conclusiones:
  - Los modelos desarrollados hasta la fecha para comparar prestaciones de los diferentes recubrimientos se particularizan para unas condiciones concretas y no recogen el efecto de todos los parámetros de los que dependen. Por tanto, se propone una metodología basada en los modelos desarrollados en la tesis que sí cumple los requerimientos para establecer una comparativa adecuada.
  - Como era de esperar, por los resultados de otros modelos, Pyromark es el recubrimiento óptimo de los que se encuentran en desarrollo para su aplicación a receptores externos, en las condiciones de operación actuales.
  - Sin embargo, si la operación se lleva a temperaturas de  $700 \text{ }^\circ\text{C}$  aparecen regiones dentro del receptor para las que podría resultar óptimo el uso de otros recubrimientos en desarrollo con otro balance distinto entre absorptividad y emisividad. Estas regiones se amplían a medida que se aumenta la temperatura. Se plantea la posibilidad de combinarlos en un mismo receptor como parte de futuros trabajos.
  - Esto se hace más claro cuando el fluido utilizado tiene un coeficiente de transmisión hacia el interior bajo, como son los casos de gases presurizados y partículas en el interior del receptor. En estos casos existen recubrimientos en desarrollo con mejores prestaciones que Pyromark para cualquier rango de flujo de radiación.
  - De los recubrimientos analizados, el compuesto por  $\text{CuCo}_2\text{O}_4$  es el que resultaría óptimo en dichas condiciones de operación para las que Pyromark deja de serlo. Pero este estudio deberá ser acompañado adicionalmente de un análisis de

durabilidad y mantenimiento de cada uno de los recubrimientos. Aun así, existen razones para plantear la investigación en este campo de manera acoplada a las condiciones de operación para las que se diseñe el recubrimiento.

Al igual que en las otras tecnologías, se plantea una primera aproximación al rendimiento global de una instalación tipo para la producción de energía eléctrica. De este análisis se pueden extraer una serie de conclusiones:

- Los rendimientos obtenidos para receptores externos en operación con sales fundidas son inferiores a los dados como valor pico de rendimiento de plantas basadas en CTC. Esto es debido al bajo rendimiento óptico de receptores externos con respecto al caso de cavidad. Por tanto, los resultados para este parámetro y las comparativas entre diferentes diseños o con otras tecnologías se verán muy afectados por el rendimiento óptico. Debido a ello, las conclusiones se circunscriben a tendencias paramétricas dentro de un mismo diseño.
- Los rendimientos globales máximos tienen una mayor pendiente en la región de concentraciones entre 200 y 800 que en concentraciones superiores. En función del tipo de fluido se pueden apuntar una serie de ideas:
  - Para el caso de sales fundidas o agua en ebullición, el rendimiento global máximo a la temperatura de 700 °C (objetivo para 2.020) se obtiene para una concentración de 800.
  - En el caso del uso de gases presurizados existe un rendimiento global máximo que se alcanza para un valor de concentración de aproximadamente 750 y una temperatura del HTF cercana a 600 °C. A partir de este valor el rendimiento máximo alcanzable baja para concentraciones superiores. Existe una caída del rendimiento máximo con respecto al caso de sales fundidas que oscila entre el 1,3% y el 8,5% para los casos analizados. Esto hace que el trabajo a altas temperaturas con gases tenga una limitación importante debido a su coeficiente de transmisión de calor.
  - En el caso de metales líquidos, el salto en el rendimiento es de prácticamente el 6% entre factores de concentración de 200 y 800, para pasar a ser un 3,4% entre factores de concentración de 800 y 2600. En comparación con los rendimientos máximos en sales fundidas se obtienen mejoras que van desde 0,4% al 3%, aumentando la diferencia a medida que se aumenta la temperatura, por lo que se trata de fluidos que son buenos candidatos para el trabajo a altas temperaturas.
- Las prestaciones del recubrimiento basado en  $\text{CuCo}_2\text{O}_4$  operando en condiciones de rendimiento máximo son superiores a las del caso de Pyromark en el caso de gases presurizados como HTF, mientras que en el caso de metales líquidos se invierte la tendencia, siendo ambas similares en el caso de sales fundidas.

## 5.2 Modelo de planta. Aplicaciones de los modelos globales

Una vez analizadas las tecnologías de receptor solar mediante los modelos locales, es necesario ponderar dichas conclusiones en función de su comportamiento anual. De este modo, se podrá analizar su comportamiento en una instalación real o equivalente a la realidad. Los modelos de receptor completo desarrollados permiten su incorporación a modelos de planta, ahorrando cálculos y permitiendo la extrapolación a cualquier condición de funcionamiento.

En este sentido, a lo largo de este apartado se va a trabajar en dos líneas distintas:

- El acoplamiento o incorporación a otras herramientas de simulación de ciclo y operación de planta. Para ello, se identificarán las limitaciones en su aplicación, así como rangos de validez para cada uno de los modelos desarrollados. El uso de estos modelos presentará ventajas con respecto al uso de los actuales, que serán destacadas a lo largo de este apartado.
- Como continuación a la metodología de diseño térmico que se va planteando a lo largo de la tesis, se desarrolla una herramienta que incorpora los modelos de receptor al cálculo anual y conserva la incorporación de aproximaciones al ciclo [26] ya utilizadas en el estudio local. Esto permite la obtención de conclusiones sobre el diseño de manera general, con la incorporación de un número reducido de datos externos al sistema de colectores. A lo largo de este apartado se irán desarrollando las características de esta herramienta.

Su uso en esta tesis se plantea para receptores cilindro-parabólicos. En futuros desarrollos y en base a los análisis de apartados anteriores se planteará su uso y ampliación a plantas de tecnologías basadas en receptores lineales Fresnel y de torre central.

Se procederá a la calibración de la herramienta comparando sus resultados con respecto a los datos de planta disponibles.

Una vez realizada dicha calibración se procederá a analizar alguna de las combinaciones de receptores y concentradores estudiadas en el análisis local, de cara a evaluar las diferencias de rendimiento global estimado en el cálculo anual.

### 5.2.1 Desarrollo del modelo equivalente para el cálculo anual de una planta

Para el análisis de configuraciones de planta se ha desarrollado una aplicación que incorpora los siguientes elementos:

- Modelos de rendimiento térmico desarrollados para un receptor de una longitud determinada.
- Modelos de pérdidas de calor, obtenidos en el análisis local para los receptores analizados. Adicionalmente, se incorporan correlaciones de rendimiento óptico y pérdidas geométricas específicas para cada colector.
- Base de datos climatológicos de varias ciudades, obtenidos a partir de otras bases como la del código SAM [43] y la del código EnergyPlus [44].
- Base de datos de posicionamiento solar, que se obtienen vía web [45], basados en el algoritmo desarrollado por el NREL y expuesto, en sus características principales, en el capítulo 2. Dicho algoritmo se encuentra disponible en varios lenguajes y ya se ha

incorporado y acoplado a la herramienta. En sucesivos desarrollos se depurará y validará dicha incorporación.

- Modelos de transmisión de calor en el HTF y base de datos de los fluidos utilizados en sistemas de colectores para generación eléctrica.
- Modelo de Novikov-Curzon-Ahlborn [26] para hallar el rendimiento equivalente del ciclo.

En trabajos futuros se plantea la incorporación de elementos de análisis económico de cara a poder optimizar el rendimiento en nuevos diseños. Queda igualmente fuera del análisis el estudio dinámico ante condiciones variables que den lugar a rendimientos que pueden variar con respecto a los resultados estacionarios, en aquellos casos en los que no haya almacenamiento.

En los siguientes subapartados se desarrollan alguno de estos puntos.

### 5.2.1.1 Modelos de rendimiento para el colector completo

En la herramienta desarrollada se incorporan 3 modelos distintos de entre las expresiones desarrolladas para el cálculo del rendimiento de un receptor de longitud definida  $L$ . Dichos modelos se recuperan en este apartado en las formas definitivas en las que se incorporan al código.

El modelo completo o Modelo de 4º Orden, viene dado por la ec. 3.39.

$$\eta(x^*) = \frac{\eta_0 \cdot g'(Z)}{(1-g'(Z))} \cdot \frac{1}{NTU \cdot x^*} \cdot \left( e^{\frac{1-g'(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU \cdot x^*} - 1 \right) - \frac{\eta_0^2}{6} \cdot \frac{g''(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU^2 \cdot x^{*2} - \frac{\eta_0^3}{24} \cdot \frac{g'''(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU^3 \cdot x^{*3} \quad \text{Ec. 3.39}$$

Donde  $g(Z)$  es una función característica definida por la ec.3.37-38 y la ec. 3.32:

$$g(Z) = -\left(1 + \frac{1}{f_0}\right) + (1 + f_1) \cdot Z + f_2 \cdot Z^2 + f_3 \cdot Z^3 + f_4 \cdot Z^4 \quad \text{Ec. 3.38}$$

$$Z = \left(\eta_0 + \frac{1}{f_0}\right) \quad \text{Ec. 3.37}$$

$$f_0 = \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec} \cdot (T_{fe} - T_{ext})} \quad \text{Ec. 3.32}$$

Igualmente, aparecen las derivadas de dicha función según la variable  $Z$  hasta orden 3. Los parámetros adimensionales en este caso vienen dados por las ecuaciones 3.34.

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{(4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{ext}^3 + h_{ext})}{U_{rec}}; & f_2 &= 6 \cdot T_{ext}^2 \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}}\right) \cdot \left(\frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}}\right); \\ f_3 &= 4 \cdot T_{ext} \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}}\right) \cdot \left(\frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}}\right)^2; & f_4 &= \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}}\right) \cdot \left(\frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}}\right)^3 \end{aligned} \quad \text{Ec. 3.34}$$

Este modelo se simplifica considerando únicamente los términos 1º grado, para obtener el Modelo de 1º orden, que en su expresión más general viene dado por la ec. 3.63-65:

$$\eta(x^*) = \frac{\eta_0}{F'_{crit} \cdot NTU_{perd} \cdot x^*} \cdot \left(1 - e^{-F'_{crit} \cdot NTU_{perd} \cdot x^*}\right) \quad \text{Ec. 3.65}$$

Donde:

$$F'_{crit} = \frac{1}{\frac{4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{fe}^3}{U_{rec}} + \frac{h_{ext}}{U_{rec}} + 1} \quad \text{Ec. 3.63}$$

$$NTU_{perd} = \frac{(4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{fe}^3 + h_{ext}) \cdot A_{ext}}{\dot{m} \cdot c_p} \quad \text{Ec. 3.64}$$

De tal modo que el rendimiento a la entrada del receptor se puede calcular haciendo uso de cualquiera de los modelos locales. Esto permite ampliar el rango de utilización en condiciones de operación en las que los modelos locales de grado uno comienzan a separarse de los resultados reales.

Como última aproximación, se puede hacer uso de cualquiera de los modelos locales a la temperatura media en receptor. Se propone el uso del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado (ec. 3.78) por la importante simplificación que supone en el cálculo en determinados rangos de operación.

$$\eta = F'_{crit} \cdot \left[1 - \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_f^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_f - T_{ext})}{q_{abs}}\right] \quad \text{Ec. 3.78}$$

### 5.2.1.2 Modelos de pérdidas de calor al exterior

En la herramienta se han incorporado los modelos locales de emisividad y coeficiente de convección equivalentes presentados en los apartados anteriores para CCP (tablas 5.5 y 5.10).

Las pérdidas de calor en los brazos de soporte del tubo receptor se calculan mediante la aplicación de la ec. 4.13, propuesta por Forristall [46].

Para estos primeros análisis no se incorpora el efecto del viento exterior ya que se trata de estudios de diseño que pretenden establecer relaciones comparativas. Adicionalmente, en colectores de vacío su efecto es reducido y en una planta real pueden ser muy diferentes las condiciones de viento a las que se ve sometida cada fila de colectores. Su incorporación requiere de la modificación de los coeficientes de transmisión de calor equivalentes o la corrección de las pérdidas de calor mediante la inclusión de otros factores. Se plantea como una tarea a desarrollar en el futuro.

La incorporación de estos modelos presenta dos ventajas frente a otros códigos:

- Se reduce la campaña de ensayos y cálculos necesarios para su desarrollo.
- Se puede ampliar de manera sencilla su aplicación a otras condiciones ya que se trata de modelos teóricos.

Adicionalmente, es necesario cuantificar las pérdidas de calor en tuberías de conexión entre colectores y tuberías de distribución principales. Dichas pérdidas se estiman en un 1% aproximadamente [47].

### 5.2.1.3 Modelos de rendimiento óptico y pérdidas geométricas

El flujo de radiación absorbido por el receptor vendrá dado por la ec. 2.20, de tal modo que el modificador de ángulo de incidencia se obtiene mediante la ec. 5.21.

$$IAM = 1 + \frac{a_1 \cdot \theta}{\cos \theta} + \frac{a_2 \cdot \theta^2}{\cos \theta} \quad \text{Ec. 5.21}$$

Donde las constantes  $a_1$  y  $a_2$  son propias de cada modelo de colector.

A estos rendimientos se les añade un factor de corrección por ensuciamiento en espejos, que típicamente toma un valor del 97%, tal y como se utiliza en SAM [43].

### 5.2.1.4 Datos climatológicos de un año promedio

Para la introducción de los datos climatológicos se utiliza la base de datos del código EnergyPlus [44], que es la base para generar los correspondientes datos que utiliza el código SAM [43]. En dicha base, para las ciudades no pertenecientes a Estados Unidos, hay generalmente 2 tipos de grupos de datos:

- Los obtenidos como resultado del proyecto de investigación llevado a cabo por ASHRAE, para 227 ciudades fuera de Estados Unidos y Canadá (International Weather for Energy Calculations (IWECC)). Estos son los datos utilizados por el código SAM.
- Los datos específicos de cada país que, en el caso concreto de España, son los denominados (Spanish Weather for Energy Calculations (SWECC)), que fueron generados mediante la aplicación del código Climed para las 52 capitales de provincia españolas.

En este caso concreto se decide hacer uso de los datos correspondientes a SWECC, ya que en los datos utilizados por el código SAM (IWECC) se observan discrepancias importantes en la suma anual de la componente de *DNI* con respecto a los datos presentados en atlas de radiación como Solargis [48], o datos manejados por otros autores [49]. Así, para la ciudad de Sevilla, se obtiene que:

- Según datos de IWECC, la *DNI* anual es de 1772 kW·h/m<sup>2</sup>.
- Según datos de SWECC, la *DNI* anual es de 2089 kW·h/m<sup>2</sup>.

Siendo el valor correspondiente a SWECC muy cercano al que se puede leer en atlas de radiación [48].

### 5.2.1.5 Propiedades de físicas de fluidos

En una primera versión de la herramienta se han introducido tres de los aceites usados habitualmente en plantas basadas en CCP:

- Dowtherm [50].
- Syltherm 800 [51].
- Therminol VP1 [52].

Se introducen adicionalmente las propiedades de Solar Salt [53].

Las correlaciones de transmisión de calor en el interior del tubo son:

- Para el caso de aceite, Gnielinski [54], comentada en el capítulo 4.



- Para el caso de sales, las correlaciones de Wu et al. [53] para flujo turbulento y en transición (ec. 5. 22-23).

$$Nu = 0,00154 \cdot Re_{D_{ri}}^{1,1} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}}, \quad \text{para } 1,6 \leq Pr_f \leq 23,9 \text{ y } 2300 \leq Re_{D_{ri}} \leq 10^4 \text{ Ec. 5.22}$$

$$Nu = 0,02948 \cdot Re_{D_{ri}}^{0,787} \cdot Pr_f^{1/3}, \quad \text{para } 1,6 \leq Pr_f \leq 23,9 \text{ y } 10^4 \leq Re_{D_{ri}} \leq 4,6 \cdot 10^4 \text{ Ec. 5.23}$$

En el futuro se plantea la ampliación de la base de datos a otros fluidos.

### 5.2.1.6 Rendimiento del ciclo

Tal y como se presentó en el estudio local, se introduce el rendimiento de Novikov-Curzon-Ahlborn [26] como rendimiento equivalente del ciclo (ec. 5.24).

$$\eta_{Novikov} = \left( 1 - \left( \frac{T_{ext}}{\bar{T}_f} \right)^{1/2} \right) \quad \text{Ec. 5.24}$$

Donde  $\bar{T}_f$  es la temperatura media de intercambio del HTF.

El objetivo es calibrar las variaciones introducidas en el rendimiento térmico, ponderadas en función de la potencia capaz de generar una planta.

Adicionalmente a este rendimiento, existen otra serie de factores que reducirán el rendimiento global con respecto al real, como son:

- El consumo de auxiliares, como el sistema de seguimiento solar o el de la bomba encargada de transportar el HTF en el sistema de colectores.
- El rendimiento del sistema de almacenamiento de energía.

Estos rendimientos no se introducen en este estudio y se analizarán en trabajos futuros, de cara a mejorar la aproximación, si fuera necesario.

### 5.2.2 Rangos de validez de los modelos y limitaciones de cálculo

En el apartado correspondiente al análisis local se establecieron las limitaciones para las distintas condiciones de operación de los modelos, por lo que se podrán aplicar esas mismas limitaciones a la hora de calcular el rendimiento a la entrada del receptor.

Adicionalmente, de cara a la aplicación de los modelos a una determinada longitud aparecen otras dos posibles limitaciones, que son:

- La longitud a la que se pueden aplicar los modelos manteniendo un error reducido.
- No todos los modelos integrales son adecuados para todos los rangos. Siempre que se pueda, se intentará aplicar el modelo más simplificado que de un resultado lo suficientemente preciso, ya que es importante disponer de herramientas de cálculo ágiles que permitan acoplarse con otros cálculos de cara a optimizar diseños.

Para establecer estas limitaciones se va a hacer uso del modelo unidimensional desarrollado en el capítulo 4. Para ello se compararán los resultados obtenidos por ambos modelos para un único

lazo de planta. Dicho lazo estará compuesto por un receptor LS-2 (diseño para el que se validaron los resultados), de una longitud igual a la de un lazo de la planta Andasol (576 m).

Se calcula el rendimiento total para varios flujos de HTF y para cada uno de los modelos desarrollados. Para todos los cálculos se mantienen la temperatura de salida constante, mediante la modificación del flujo de radiación absorbido. Además, se analizarán diferentes valores del número de nodos: 1, 2, 5, 10 y 100. En el caso del modelo unidimensional, el tamaño de nodo será de 1 m de cara a asegurar un resultado preciso.

En las fig. 5.48-50 se representa el error cometido por cada modelo y para cada número de nodos.

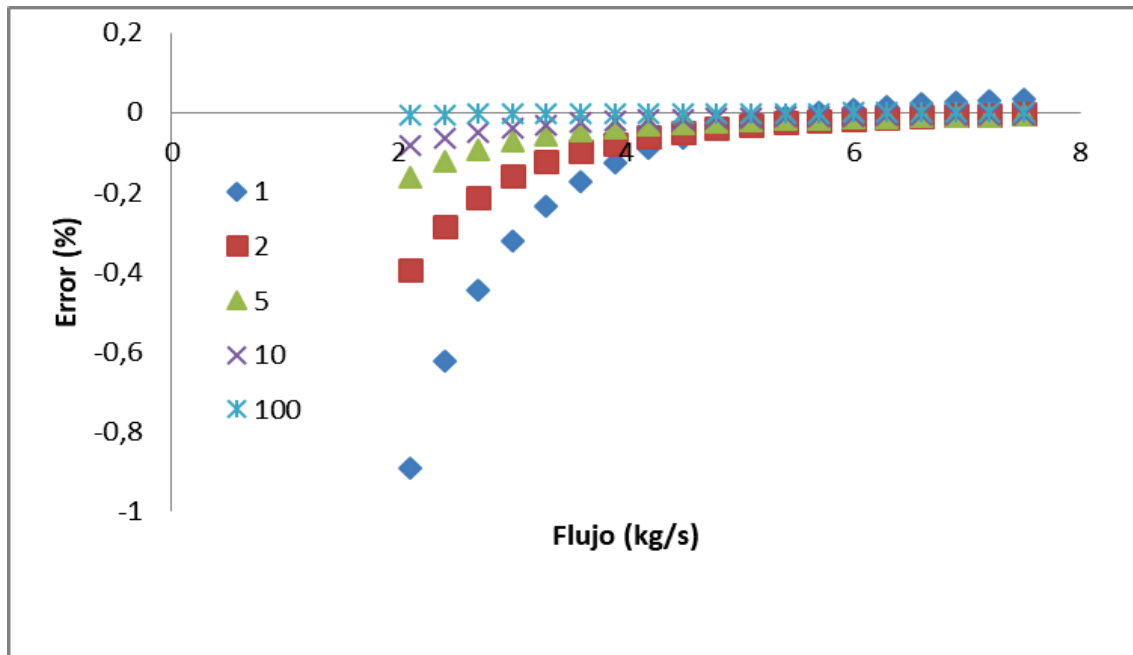


Fig. 5.48. Error del Modelo 4º Orden con respecto al cálculo numérico, en función del flujo de HTF, para diferente número de nodos

Se observa cómo tanto para el Modelo de 4º Orden como para el Modelo de 1er Orden los resultados obtenidos son precisos para cualquier caudal con nodos de tamaño aproximadamente 100 m. Tan sólo a caudales muy bajos el error puede llegar a 0,1%. Este resultado coincide con el obtenido por Forristall [46] para modelos numéricos. En su trabajo establecía 100 m como límite para obtener un resultado adecuado del rendimiento térmico aplicando su modelo. Este dato indica que la separación del resultado con respecto al resultado numérico no es por falta de ajuste de sus expresiones sino por el error que supone aproximar las propiedades del fluido a las correspondientes a la temperatura media.

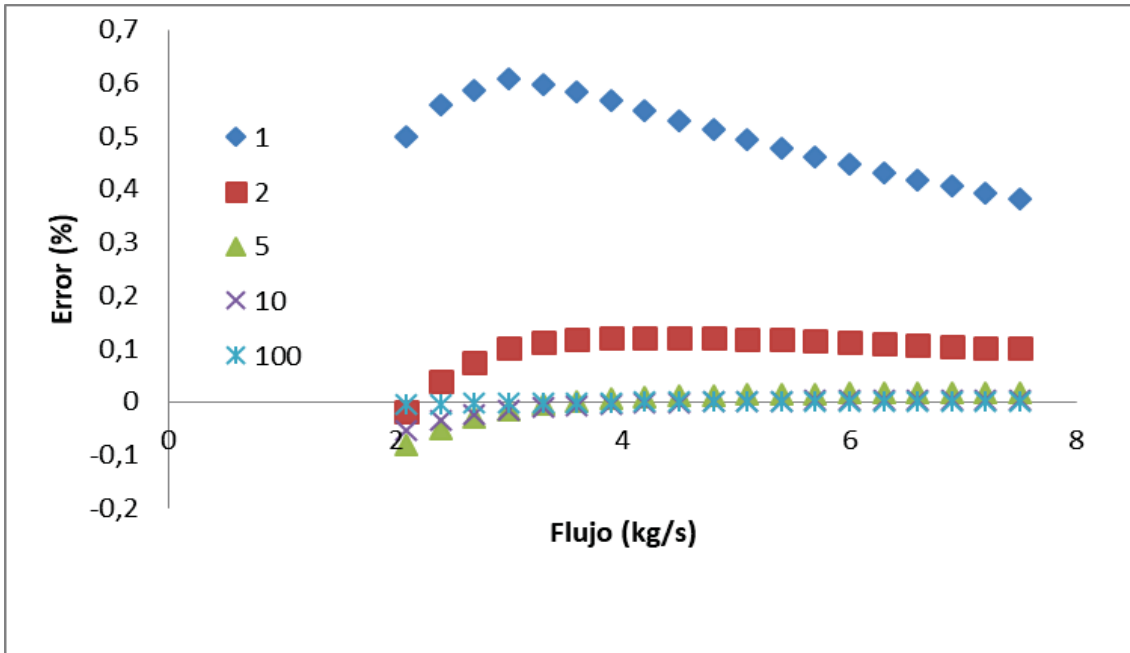


Fig. 5.49. Error del Modelo 1er Orden con respecto al cálculo numérico, en función del flujo de HTF, para diferente número de nodos

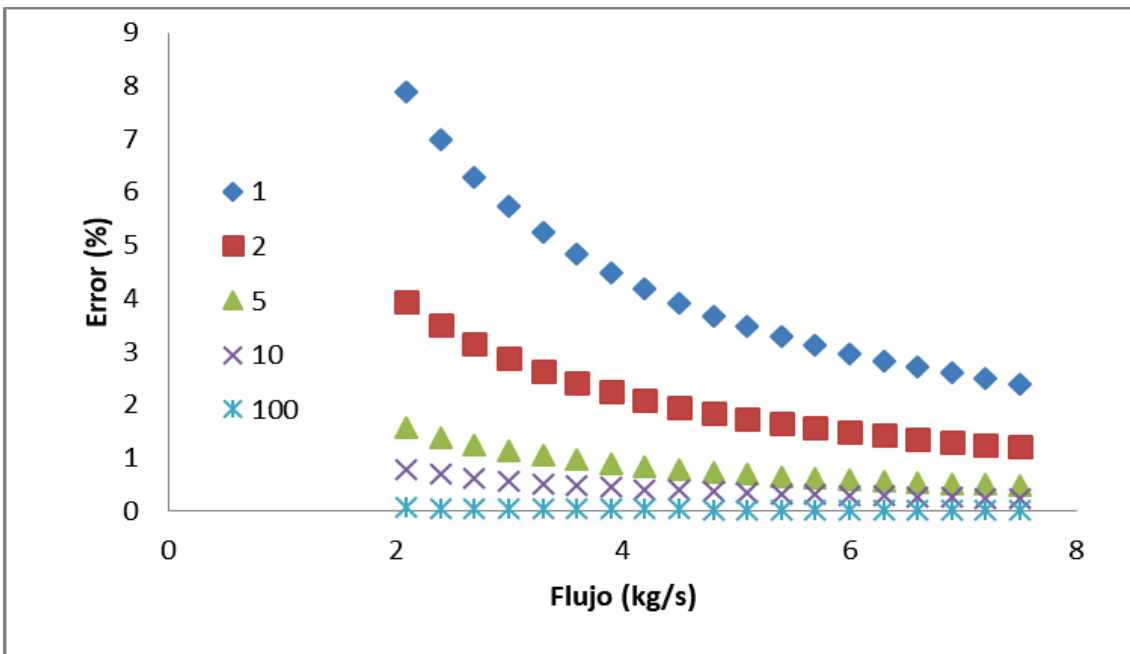


Fig. 5.50. Error del Modelo Simplificado con respecto al cálculo numérico, en función del flujo de HTF, para diferente número de nodos

En el caso del Modelo Simplificado es necesario ir a nodos de tamaño aproximado de 5 m para obtener un resultado adecuado. Este resultado es lógico ya que en este modelo se está asumiendo como rendimiento del tramo el equivalente al rendimiento local a una temperatura igual a la media del fluido en el interior. Debido a que el cálculo del rendimiento con los otros modelos no supone apenas ralentización del cálculo con respecto a este, será siempre más adecuado recurrir a los otros modelos para el cálculo integral. El Modelo Simplificado tiene una función fundamental como resultado aproximado y expresión sencilla que permite la visualización de tendencias de modo rápido.

### 5.2.3 Validación del modelo equivalente

Como ya se ha comentado, el objetivo del modelo desarrollado no es tanto obtener un resultado preciso del comportamiento de una planta real, como ponderar de la manera más adecuada y simple los diseños de receptor analizados. Esto permitirá comparar diferentes diseños desde el punto de vista del rendimiento térmico y poder establecer el efecto aproximado sobre el funcionamiento de una planta.

Por un lado, los modelos globales ya fueron validados en cuanto al rendimiento térmico en el capítulo 4. Por otro lado, para el cálculo del rendimiento óptico y posicionamiento solar se utilizan modelos habituales ampliamente validados y cuya posible fuente de error estaría en las bases de datos utilizadas. Sin embargo, el funcionamiento acoplado de estos modelos y la incorporación de la aproximación de Novikov-Curzon-Ahlborn para el ciclo necesitan una calibración del grado de aproximación a la realidad.

Para ello se hará uso de los datos de la planta termosolar de Andasol I, para la cual se dispone de datos aproximados suministrados por la empresa que desarrolló el proyecto, Solar Millenium [55] y que se detallan en la tabla 5.39.

<b>Datos suministrados por la empresa Solar Millenium para la planta Andasol I</b>	
<b>Localización</b>	Aldeire, 10 km al este de Guadix, Granada
<b>Campo solar</b>	
Modelo de colector	Skal-ET
Tamaño del campo solar	510.120 m <sup>2</sup>
Número de espejos parabólicos	209.664
Número de tubos receptores	22.464
Número de elementos de colector	624
<i>DNI</i> anual	2.136 kW·h/m <sup>2</sup> ·a
Eficiencia del campo	Aproximadamente 70% de eficiencia pico y aproximadamente 50% de eficiencia anual
Capacidad de almacenamiento	7,5 h
<b>Bloque de potencia</b>	
Potencia nominal en turbina	49,9 MW
Horas de operación anual	Aproximadamente 3500 h a carga nominal
Capacidad de producción eléctrica anual	Alrededor de 180 GW·h/año
Eficiencia global de la planta	Aproximadamente 28% de rendimiento pico y 15% de rendimiento medio anual
Vida estimada de la planta	Al menos 40 años

Tabla 5.39. Datos de operación de la planta Andasol I [55]

Se trata de una planta de CCP típica de 50 MWe, de las cuales existen varios ejemplos en la geografía española. En este caso el múltiplo solar en diseño es de 2 y la orientación de su eje de seguimiento solar es Norte-Sur.

En cuanto a los valores de energía eléctrica neta producida, no se dan valores concretos, sino más bien un cierto rango entre 175-180 GW·h anuales [15,55-58], dependiendo de la referencia consultada. Lo mismo pasa con el rendimiento neto anual, que varía entre 15-16% [15,55-58].

Los receptores utilizados en el diseño de SKAL-ET son UVAC-2002 y Schott PTR-70, sin concretar ninguno de ellos en la planta. En las simulaciones se opta por obtener los resultados para ambos diseños. El HTF circulante por los receptores es Dowtherm A.

De cara a dichas simulaciones se realizan otra serie de consideraciones, que son las siguientes:

- Se considera un flujo mínimo de aceite en receptores de 2 kg/s [59].
- No se tiene en cuenta la gestión de operación en planta en función de la irradiación recibida y la energía almacenada. Por tanto, se independiza el sistema de colectores del bloque de potencia, suponiendo una operación a la temperatura nominal de entrada al ciclo que se obtiene mediante el post-calentamiento del aceite por intercambio con el sistema de almacenamiento de energía.
- No se opera en aquellos puntos de operación en los que, o bien el sistema de colectores tendría un rendimiento térmico negativo o bien, la potencia térmica cedida al aceite no sería suficiente para abastecer a los equipos auxiliares de la planta, que se estima en un 2% de la energía térmica nominal [60], lo cual tiene un efecto reducido sobre el comportamiento global del sistema.

Al no disponer de datos específicos para la radiación solar en la localización específica de la planta, el cálculo se ha realizado para varias localizaciones, de las cuales algunas presentan valores de *DNI* anual cercanos a los de su localización y con situaciones próximas a ella.

En las siguientes figuras se muestran algunos de los resultados obtenidos para la localización de Sevilla. En el caso de la fig. 5.51 se representan las potencias térmicas horarias obtenidas para distintos días aleatorios entre los meses de enero a junio.

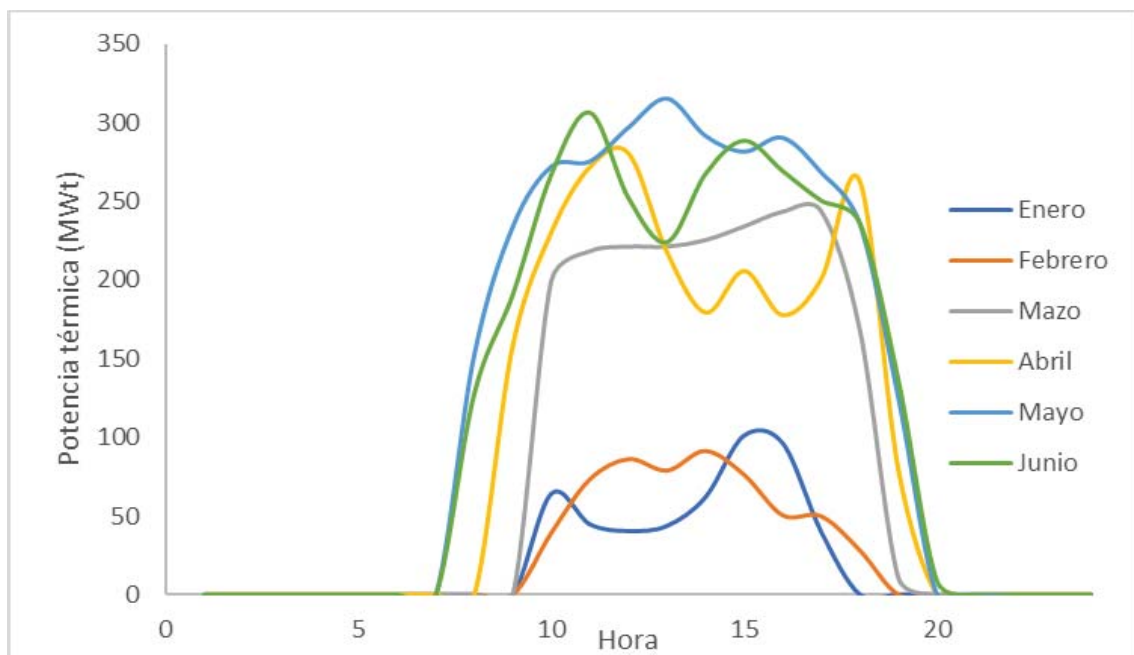


Fig. 5.51. Potencia térmica en días aleatorios de los meses entre enero y junio

No se trata de datos correspondientes a días prototipo por lo que, aunque son claras las diferencias en horas de generación y en cantidad de energía, la atenuación de la *DNI* depende del día concreto elegido.

En la fig.5.52 se representa la energía eléctrica generada por la planta para cada mes.

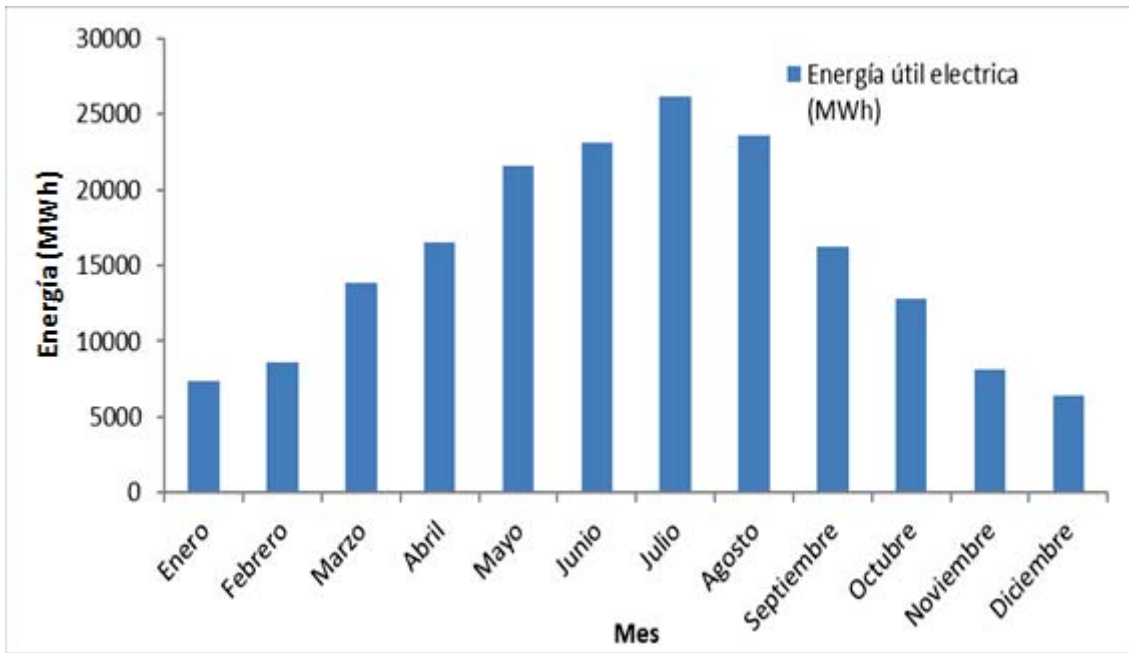


Fig. 5.52. Energía eléctrica generada por mes para la planta Andasol I situada en Sevilla

En la fig. 5.53 se observa cómo tanto el rendimiento global como la producción de energía eléctrica aumentan en los meses de verano, debido al mayor flujo de radiación en el receptor.

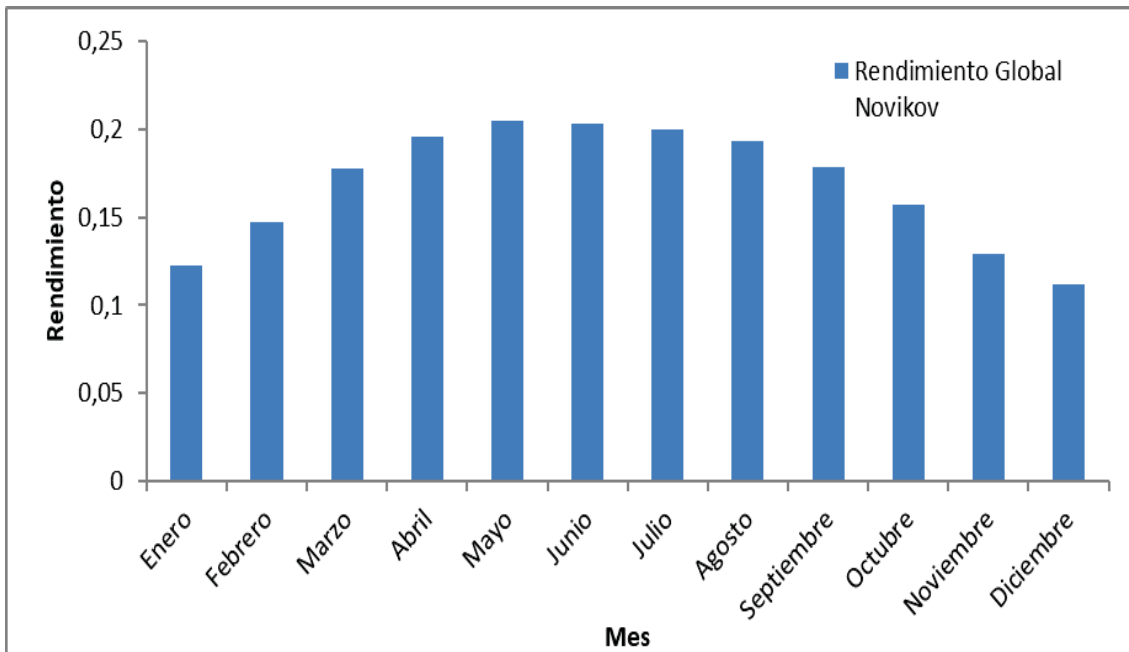


Fig. 5.53. Rendimiento global medio mensual de la planta Andasol I, situada en Sevilla

En la tabla 5.40 se muestran los resultados obtenidos para las diferentes localizaciones seleccionadas y considerando los dos receptores analizados.

Lugar	<i>DNI</i> anual (kW·h/(m <sup>2</sup> ·a))	Receptor	Rendimiento global (%)	Energía eléctrica producida (GW·h)	Tiempo de operación nominal (h)
Sevilla	2089,4	PTR70	17,08	178,3	3566
	2089,4	UVAC_2008	17,1	178,6	3572
Cáceres	1685	PTR70	17,06	142,43	2848,6
	1685	UVAC_2008	17,09	142,69	2853,8
Las Vegas	2421,6	PTR70	17,55	207,9	4158
	2422,6	UVAC_2008	17,58	208,26	4165,2
Almería	2034,7	PTR70	17,19	175,61	3512,2
	2033,7	UVAC_2008	17,22	175,92	3518,4

Tabla 5.40. Resultados del rendimiento global, energía eléctrica producida y horas de operación nominal equivalentes para el cálculo anual de la planta Andasol I, en distintas localizaciones

Si se comparan lugares como Sevilla o Almería, con características similares a las de la localización de Andasol I, se puede ver cómo el rendimiento global obtenido es tan sólo un 1-2% superior al dado para dicha planta. Esto hace que el efecto provocado por los cambios en el diseño pueda ser valorado de manera ponderada mediante comportamientos muy cercanos a la realidad.

En este sentido, hay todavía una serie de pérdidas que no se han incorporado en el cálculo y que se puede evaluar su incorporación de manera aproximada en futuros desarrollos si se considerase necesario:

- El rendimiento del sistema de almacenamiento.
- El consumo de potencia de los equipos auxiliares del campo de colectores: sistema de seguimiento solar y sistema de bombeo fundamentalmente. El resto de los equipos auxiliares correspondientes al ciclo, se asumen incluidos dentro del rendimiento de Novikov.
- El rendimiento en el intercambio de calor entre el HTF y el fluido del ciclo.
- El funcionamiento del ciclo a cargas parciales, mitigado por el sistema de almacenamiento.

Por tanto, se considera la herramienta desarrollada como adecuada para la ponderación de los nuevos diseños. En el futuro, se plantea la calibración a otras temperaturas y frente a otros datos de planta, para poder extender su validez y plantear posibles incorporaciones de términos que ajusten más el resultado.

En las simulaciones realizadas se observa cómo el rendimiento medio anual, utilizando un receptor como UVAC-2002, mejora en un 0,03% el obtenido con un receptor PTR-70. Las diferencias en rendimiento térmico oscilaban entre 0,15% para  $DNI = 900 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  y 0,3% para  $DNI = 450 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ . Por tanto, las mejoras eventuales en rendimiento térmico tienen una repercusión reducida en el rendimiento global de la planta.

Por otro lado, se comparan los resultados obtenidos con los presentados por João [61-62], que desarrolló una herramienta de cálculo incluyendo el ciclo y la operación con almacenamiento. Aplicó dicha herramienta al cálculo del rendimiento y producción de energía eléctrica anual de la planta de Andasol I pero situada en distintas localizaciones de Portugal.

Los resultados obtenidos por dicho autor se resumen en la tabla 5.41.

Lugar	<i>DNI</i> anual (kW·h/(m <sup>2</sup> ·a))	Receptor	Rendimiento global (%)	Energía eléctrica producida (GW·h)	Tiempo de operación nominal (h)
Guadix	2240,4	PTR70	16,26	185,9	3718
Bragança	1710,4	PTR70	15,78	137,7	2754
Beja	2132	PTR70	15,92	173,2	3464
Faro	2182,4	PTR70	16,16	179,9	3598
Moura	2075,5	PTR70	16,09	170,4	3408
Sines	2115,7	PTR70	15,9	171,6	3432

Tabla 5.41. Datos del rendimiento global, energía eléctrica producida y horas de operación nominal equivalentes para el cálculo anual de la planta Andasol I, en distintas localizaciones de Portugal [61-62]

Debido a que los datos de *DNI* de los que se dispone no coinciden con los del autor (son datos correspondientes a EnergyPlus (IWEC)), no se han podido comparar estas mismas localizaciones. Así en la fig. 5.54 se representan gráficamente los resultados obtenidos para las distintas localizaciones presentadas en la tabla 5.40 en comparación con los resultados obtenidos por João para otras localizaciones (tabla 5.41), todos ellos en función de la *DNI* anual.

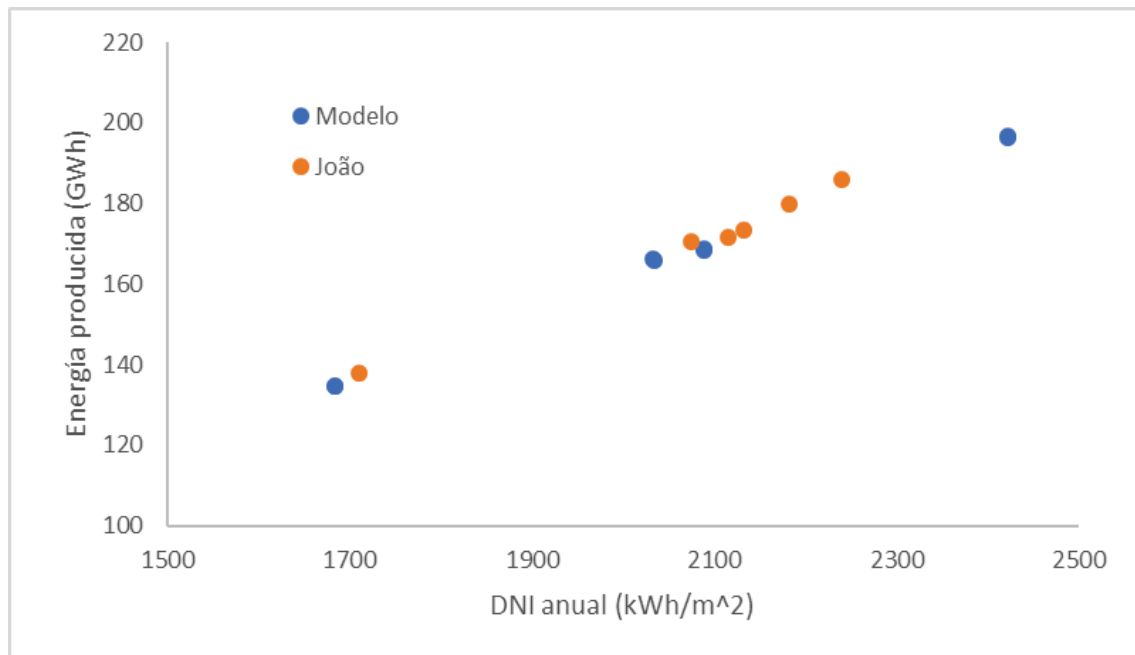


Fig. 5.54. Energía eléctrica producida en función de la *DNI* anual. Comparativa entre los resultados obtenidos con el modelo de cálculo anual y los obtenidos por João [61-62] para distintas localizaciones

Al igual que ocurría en la comparativa con los datos de la planta Andasol I, en este caso también se produce una sobrestimación del rendimiento global por lo ya comentado anteriormente.

Aunque no es un objetivo de la tesis se puede cuantificar la diferencia aproximada entre el modelo desarrollado y los cálculos de [61-62]. De este modo se puede calibrar el resultado con respecto a otros modelos de cara a cuantificar el grado de error y por tanto orientar las posibles conclusiones. El factor de sobrestimación sería un 1,2% de rendimiento global. En la fig. 5.55 se puede ver la comparativa para los resultados corregidos por este factor.



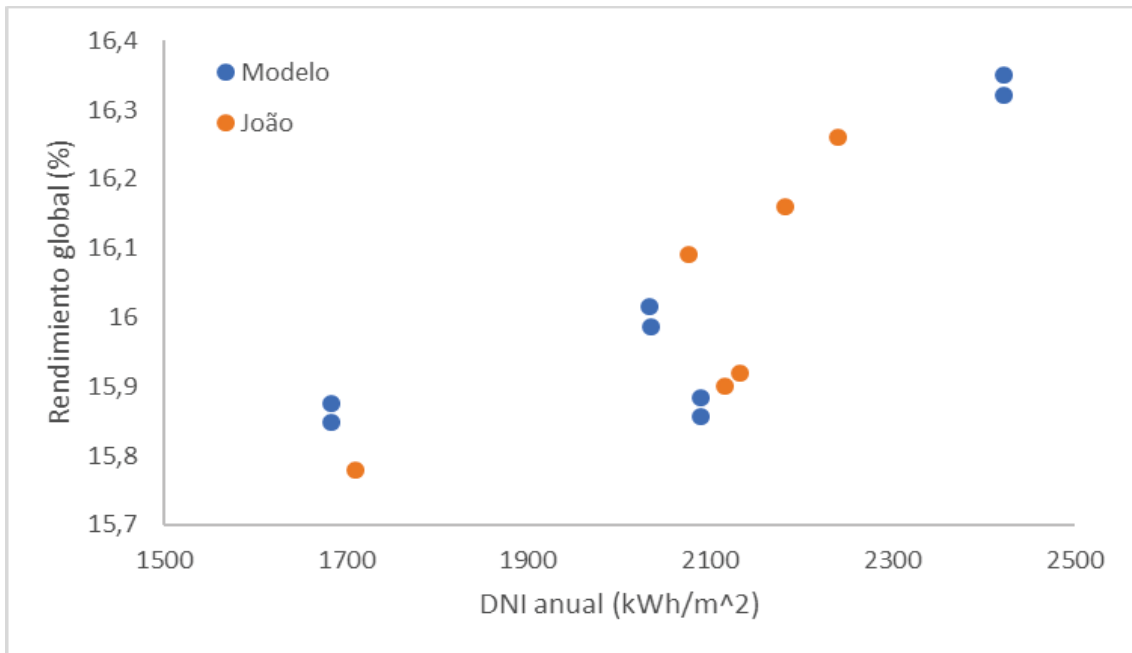


Fig. 5.55. Rendimiento global en función de la *DNI* anual. Comparativa entre los resultados obtenidos con el modelo de cálculo anual, corregidos por el factor de calibración y los obtenidos por João [61-62] para distintas localizaciones

Como se puede observar, los resultados muestran tendencias similares.

En el apartado siguiente se analizará la incorporación de otros modelos de receptor y concentrador, que presentaban mejores rendimientos globales en comparación con los diseños que se encuentran operando en planta, para poder evaluar si estos resultados se mantienen en el cálculo anual.

### 5.2.4 Mejoras del rendimiento térmico

En el estudio local se han analizado los rendimientos locales y globales para distintas combinaciones de receptores. En este apartado se van a analizar algunas de esas combinaciones para ponderar su efecto a lo largo del año.

En la tabla 5.42 se representan los resultados obtenidos para la localización de Sevilla con cambios de receptor y/o concentrador.

Lugar	<i>DNI</i> anual (kW·h/m <sup>2</sup> ·a)	Receptor	Colector	Rend. global (%)	E. eléctrica producida (GW·h)	Tiempo de operación nominal (h)
Sevilla	2089,4	PTR70	Skal-ET	17,08	178,3	3566
Sevilla	2089,4	UVAC_2	Skal-ET	17,1	178,6	3572
Sevilla	2089,4	PTR70_2008	Skal-ET	17,96	188,86	3777,2
Sevilla	2089,4	NREL#6	Skal-ET	18,4	193,79	3875,8
Sevilla	2089,4	PTR70	UT	17,38	182,67	3653,4
Sevilla	2089,4	PTR70_2008	UT	18,09	190,96	3819,2

Tabla 5.42. Rendimiento global máximo en función de la temperatura del fluido, para distintos valores de concentración geométrica y con  $U_{rec} = 7.000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Temperatura aproximada a la que se produce dicho máximo

De cara a la introducción de los nuevos receptores, se mantiene la misma configuración de planta antes expuesta mientras que para el caso de la configuración del concentrador UT se parte de los datos correspondientes al dicho concentrador [63]. Como criterio para el diseño de esta nueva planta se mantiene el área de concentración mientras que el lazo se diseña de modo que se mantenga de modo aproximado el flujo de diseño. De este modo, se trata de evaluar el efecto del cambio de concentrador de forma aislada. La configuración obtenida se resume en la tabla 5.43.

<b>Diseño de planta con colector UT</b>	
<b>Modelo de colector</b>	UT
<b>Tamaño del campo solar</b>	510.120 m <sup>2</sup>
<b>Longitud del módulo</b>	24,5 m
<b>Número de módulos por colector</b>	10
<b>Número de colectores por lazo</b>	2
<b>Número de lazos</b>	149

Tabla 5.43. Características del diseño de planta equivalente a Andasol I, cambiando el concentrador a UT

En el caso del cambio de receptor PTR70 a PTR70-2008, se obtuvo un cambio del rendimiento térmico entre el 3,09% en el punto de diseño y un 6,05% para un flujo de radiación absorbido equivalente a la mitad del de diseño (tabla 5.7). Este cambio, en rendimiento térmico se transforma en un cambio del rendimiento global del 0,88% para el cálculo anual.

Por otro lado, en el paso de PTR70-2008 a NREL#6, el cambio de rendimiento térmico estaba entre el 1,39% en el punto de diseño y un 3,61% para un flujo de radiación absorbido equivalente a la mitad del de diseño (tabla 5.7). Este cambio se transforma en un cambio del rendimiento global del 0,43% (tabla 5.14) para el cálculo anual. Sin embargo, para este supuesto, también se ponderó dicho rendimiento mediante el rendimiento equivalente del ciclo de Novikov, obteniendo una diferencia en el punto de diseño de 0,36%. Debido a que en puntos fuera de diseño las diferencias se acentúan, se esperaba una diferencia mayor en el comportamiento anual, tal y como se observa en los cálculos realizados en este apartado.

En el caso del cambio de concentración, pasando de una concentración geométrica de 26 a 34,1 (cambio de concentrado SKAL-ET a UT, manteniendo el mismo diámetro de receptor), con el receptor PTR70 se obtenía un cambio en el rendimiento térmico de 1,6% en el punto de diseño y un 3,2% para un flujo de radiación absorbido equivalente a la mitad de diseño (tabla 5.7). Este cambio se transforma en una modificación del rendimiento global del 0,33%.

Si este mismo cambio de concentración se aplica al caso del receptor PTR70-2008, en el estudio local se obtuvo un aumento del rendimiento global del 0,21% mientras que, aplicando el modelo anual, se obtiene un aumento más reducido, del 0,13%. Esto es debido al valor del modificador de ángulo para altos ángulos de incidencia, que es inferior en UT que en SKAL-ET.

De estos resultados se deriva que la introducción de un concentrador de mayor apertura manteniendo el diámetro del receptor no presenta una ventaja clara, tal y como se apuntaba en [19]. Sin embargo, esta situación cambia a medida que aumenta la temperatura, tal y como se comenta en ese mismo trabajo ([19]). La mejora en este caso vendría dada por el uso de un receptor de mayor diámetro, lo que permitiría trabajar con un menor número de colectores y el ahorro consiguiente del número de mecanismos de seguimiento, equipos de bombeo, etc. [63].

De este análisis comparativo se puede concluir que, aunque el análisis local ponderado mediante el ciclo de Novikov produce una buena aproximación al grado de mejora, existen efectos en

condiciones fuera de diseño que requieren de análisis anual para corroborar que no afecten de manera importante al comportamiento anual.

### 5.2.5 Conclusiones sobre el modelo de planta

Se ha desarrollado un modelo con capacidad de evaluar el rendimiento global de planta utilizando diferentes aproximaciones para cada uno de los rendimientos que lo componen:

- Rendimiento térmico: Es este punto el que presenta las mayores novedades con respecto a otros códigos de cálculo, ya que incorpora los modelos de rendimiento térmico desarrollados en esta tesis. Dichos modelos permiten contemplar todos los parámetros que influyen sobre el rendimiento con el único requerimiento de que las correlaciones para los coeficientes de pérdidas hayan sido desarrolladas en un rango de temperaturas del receptor adecuado.
- Rendimiento óptico: Se basa en correlaciones y modelos habituales de cálculo en herramientas de operación de plantas termosolares.
- Rendimiento del ciclo: Incorpora la aproximación para el ciclo Novikov-Curzon-Ahlborn que simplifica en gran medida el cálculo y que permite ponderar los resultados de rendimiento total del campo solar en aplicaciones de generación eléctrica. Como se ha comentado esta aproximación presenta rendimientos de ciclo bastante similares a los ciclos de potencia habituales en estas plantas.

La introducción del rendimiento del ciclo equivalente permite obtener un grado de aproximación adecuado para ponderar los resultados de rendimiento del campo, obteniendo diferencias del entorno del 1% con respecto a la realidad. Se ha podido comprobar que esta diferencia se mantiene para diferentes localizaciones de una misma planta. Se plantea como trabajo de futuro ampliar esta calibración a otros diseños de planta y con otros fluidos.

En su aplicación al uso de diferentes concentradores o receptores se obtienen las siguientes conclusiones:

- Se obtiene un aumento significativo del rendimiento anual al trabajar con un receptor tipo PTR70-2008 (0,88%) y con un hipotético diseño NREL#6 (1,21%).
- El aumento del rendimiento al cambiar a concentradores de mayor apertura es reducido debido, en parte, a la pérdida de rendimiento óptico para ángulos de incidencia altos, de lo que se deriva que la introducción de un concentrador de mayor apertura, manteniendo el diámetro del receptor no presenta una ventaja clara. La mejora en este caso vendría dada por el uso de un receptor de mayor diámetro [63].
- Si se comparan los resultados con respecto a los obtenidos para el análisis local, se apuntan las siguientes ideas:
  - El cambio de rendimiento global con respecto al salto de rendimiento térmico es bastante menor, debido al resto de rendimientos. Por ello, es fundamental ponderar los rendimientos térmicos para obtener conclusiones adecuadas.
  - Si se comparan estos resultados con los resultados locales ponderados por el rendimiento de Novikov, se obtiene una buena aproximación en aquellos casos en los que los cambios introducidos no provoquen cambios en otros rendimientos, como es el caso del cambio de concentrador.
  - En el caso del cambio del concentrador SKAL-ET a UT, el cálculo anual predice una reducción de la estimación local debida a la caída del rendimiento óptico para ángulos de incidencia altos.

### 5.3 Nueva metodología propuesta. Resumen y consecuencias de su uso

Además del desarrollo de un modelo de rendimiento térmico exclusivamente, el objetivo se ha extendido al desarrollo de una metodología de diseño de colectores para la mejora de su rendimiento global atendiendo a aspectos térmicos.

Dicha metodología se ha desarrollado y validado a lo largo de los capítulos 3 y 4 para, en este capítulo 5, demostrar su potencial en las distintas tecnologías y establecer las limitaciones o necesidades de desarrollo para el futuro.

Se plantean dos etapas:

- Una primera de análisis local, en la que los nuevos modelos incorporados permiten obtener el rendimiento térmico y el global equivalente, que permiten a su vez orientar el grado de mejora de cada actuación. Adicionalmente, el análisis paramétrico suministra información que permite establecer líneas de diseño óptimas.
- Una segunda de análisis anual, en la que mediante la aplicación de los modelos de colector completo, se puede evaluar el impacto del nuevo diseño sobre una planta de generación eléctrica completa. La incorporación del modelo de Novikov-Curzon-Ahlborn permite ponderar de manera sencilla el resultado.

La incorporación de los modelos locales desarrollados a la metodología de diseño introduce dos ventajas:

- Permite el cálculo de distintos escenarios distintos de forma ágil.
- Facilita la identificación de factores dominantes en el rendimiento.

La incorporación de nuevos modelos de colector en ambas etapas se hace de manera modular y permite que sean aplicados a cualquier condición de operación (siempre y cuando se encuentre dentro del rango utilizado para desarrollar las correlaciones del diseño). El desarrollo de correlaciones se puede hacer mediante experimentos en laboratorio o el uso de CFD que, adicionalmente, permite el desarrollo de modelos mecanicistas adecuados, ahorrando la necesidad de experimentación.

En cuanto a esta incorporación de nuevos modelos, ésta presenta una serie de ventajas que son claras con respecto a aquellas metodologías que requieren de ensayos con concentración, debido a la necesidad de experimentación con la concentración requerida, los costes asociados a dicha instalación, el requerimiento de trabajar con fluidos específicos, etc.

Una de las mejores metodologías de entre las existentes hasta la fecha es la desarrollada por el NREL. Esta metodología es la utilizada en la actualidad para obtener modelos de receptor para el código SAM y ha sido aplicada con éxito a varios de los colectores comerciales. En su base es similar a la propuesta en esta tesis. Sin embargo, el número de parámetros necesarios para obtener el modelo de pérdidas es superior al necesario con la metodología propuesta. Se pasa de una matriz de casos compuesta por las variables DNI,  $v_{aire}$ ,  $T_{ext}$ ,  $T_f$  y  $\dot{m}$  a únicamente  $T_{ro}$  y  $v_{aire}$ . Esto facilita de nuevo la obtención de los parámetros del modelo.

Por el contrario, se pasa de expresiones algebraicas a modelos que requieren un mínimo cálculo iterativo pero, por otro lado, ciertas ventajas minimizan este efecto:

- En la mayor parte de los casos, una única iteración da un resultado preciso.

- En algunos casos es posible la aplicación de los submodelos simplificados que facilitan aún más el cálculo, ya que se trata de expresiones sencillas.
- Como el modelo desarrollado es resultado de la integración del rendimiento a lo largo del receptor, se puede aplicar con precisión adecuada a longitudes del entorno de los 100 m de colector (depende de la tecnología, condiciones de operación, fluido, etc.), tal y como se ha visto en el apartado anterior. Esto disminuye el número de cálculos necesario con una buena precisión.

Una de las ventajas más importantes es que permite extrapolaciones de todas aquellas variables no utilizadas en la obtención de los parámetros del modelo. Así, mientras que  $T_{ro}$  se mantenga dentro del rango de validez, se pueden hacer análisis de sensibilidad frente a parámetros como DNI,  $C_g$ ,  $T_f$ ,  $T_{ext}$  y  $\dot{m}$ .

Adicionalmente, la introducción de cálculos CFD para el desarrollo de correlaciones específicas para unas geometrías y rangos de operación concretos aumentan el grado de precisión del modelo, respondiendo de manera adecuada a situaciones en las que dominan mecanismos de transmisión de calor más difíciles de caracterizar mediante modelos generales (por ejemplo, convección exterior alrededor del tubo absorbedor, considerando el efecto del concentrador).

La metodología introducida para el diseño térmico de colectores solares puede resumirse según el siguiente esquema (fig. 5.56):

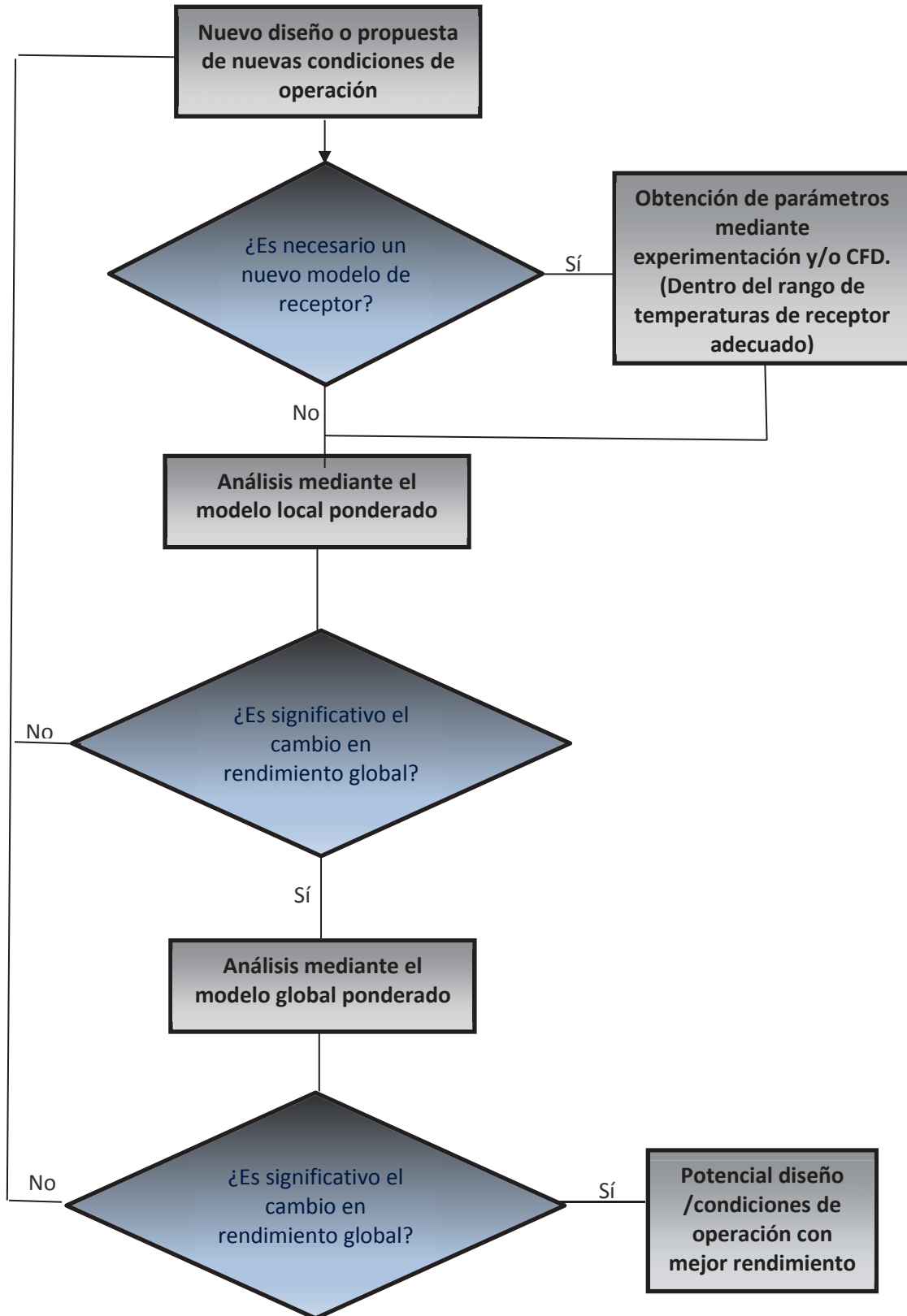


Fig. 5.56. Esquema de la metodología propuesta para el diseño térmico de colectores

## Bibliografía del capítulo 5

- [1] E. Zarza, E.M. Rojas, L. González, J.M. Caballero, F. Rueda. INDITEP: the first pre-commercial DSG solar power plant. *Solar Energy* 80 (2006) 1270–1276.
- [2] J. Muñoz-Anton, M. Biencinto, E. Zarza and L.E. Díez. Theoretical basis and experimental facility for parabolic trough collectors at high temperature using gas as heat transfer fluid. *Applied Energy* 135 (2014) 373–381.
- [3] C. Marugán-Cruz, O. Flores, D. Santana and M. García-Villalba. Heat transfer and thermal stresses in a circular tube with a non-uniform heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 96 (2016) 256–266.
- [4] F. Burkholder and C. Kutscher. Heat Loss Testing of Schott's 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver. National Renewable Energy Laboratory Technical Report (2009) NREL/TP-550-45633 <<http://www.nrel.gov/docs/fy09osti/45633.pdf>>.
- [5] F. Burkholder and C. Kutscher. “Heat-Loss Testing of Solel’s UVAC3 Parabolic Trough Receiver” National Renewable Energy Laboratory Technical Report (2008) NREL/TP-550-42394. <<http://large.stanford.edu/publications/coal/references/troughnet/solarfield/docs/42394.pdf>>.
- [6] Archimede company presentation. Archimede Solar Energy, Solar Receiver Tubes: The New Frontiers of Molten Salts. <<ftp://angelantoni.it/company%20presentation/ASE%20-%20Company%20Presentation.PDF>>.
- [7] J. Wolfgang and C. Schiel. Testing an external sodium receiver up to heat fluxes of 2,5 MW/m<sup>2</sup>: results and conclusions from the IEA-SSPS high flux experiment conducted at the central receiver system of the Plataforma Solar de Almería (Spain). *Solar Energy* 41 (1988) 255-265.
- [9] H. Price, J. Netter, C. Brinham, C. Kutscher, F. Burkholder, M. Brandemuehl. Parabolic Trough Receiver Heat Loss Testing. Poster Parabolic Trough Technology Workshop, March 8-9, 2007, +9Golden, Colorado <<http://www.nrel.gov/docs/fy07osti/41429.pdf>>.
- [10] F. Burkholder, C. Kutscher, Kathleen Stynes. Generation of a Parabolic Trough Collector Efficiency Curve from Separate Measurements of Outdoor Optical Efficiency and Indoor Receiver Heat Loss (2010) NREL/CP-5500-49304, <<http://www.nrel.gov/docs/fy11osti/49304.pdf>>.
- [11] G. Hoste and N. Schuknecht. Thermal efficiency analysis of SkyFuel’s advanced, large-aperture, parabolic trough collector. *Energy Procedia* 69 (2015) 96 – 105.
- [12] E. Céspedes, MenWirz, J.A.Sánchez-García, L. Alvarez-Fraga, R. Escobar-Galindo and C.Prieto. Novel Mo–Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> based selective coating for high temperature concentrating solar power applications. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 122 (2014) 217–225.
- [13] H. Price and C. E. Kennedy. Progress in development of high-temperature solar-selective coating. Proceedings of ISEC2005 2005 International Solar Energy Conference ISEC2005-76039.
- [14] F. Matino and A. Maccari. Molten salt receivers operated on parabolic trough demo plant and in laboratory conditions. *Energy Procedia* 69 (2015) 481 – 486.

- [15] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela and M. Pérez. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 1695–1721.
- [16] H. Price. Abengoa Solar. A New Generation of Parabolic Trough Technology. SunShot CSP Program Review 2013 <[https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp\\_review\\_meeting\\_042513\\_price.pdf](https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp_review_meeting_042513_price.pdf)>.
- [17] Joel Stettenheim. Advanced Low-Cost Receiver for Parabolic Trough Solar Power— Design for Manufacturing. CSP Program Summit 2016 <<https://energy.gov/sites/prod/files/2016/08/f33/Collectors%20AM%2001- %20Norwich%20Technologies%20-.pdf>>.
- [18] K. Lovegrove and Wes Stein, 2012. Concentrating solar power technology. Principles, developments and applications. Woodhead Publishing Series in Energy: Number 21.
- [19] T. Ruegamer, H. Kamp, T. Kuckelkorn, W. Schiel, G. Weinrebe, P. Nava and K.-J. Riffelmann. Molten Salt for Parabolic Trough Applications: System Simulation and Scale Effects. Proceedings of SolarPACES; 2013.
- [20] Compañía SCHOTT Solar CSP GmbH. Schott\_ptr70\_4th\_generation\_brochure <[http://www.schott.com/d/csp/370a8801-3271-4b2a-a3e6-c0b5c78b01ae/1.0/schott\\_ptr70\\_4th\\_generation\\_brochure.pdf](http://www.schott.com/d/csp/370a8801-3271-4b2a-a3e6-c0b5c78b01ae/1.0/schott_ptr70_4th_generation_brochure.pdf)>.
- [21] Gong Xiangtao, Wang Fuqiang, Wang Haiyan, Tan Jianyu, Lai Qingzhi, Han Huaizhi. Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting. *Solar Energy* 144 (2017) 185–202.
- [22] G. Kumaresan, P. Sudhakar, R. Santosh, R. Velraj. Experimental and numerical studies of thermal performance enhancement in the receiver part of solar parabolic trough collectors. Article in press *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- [23] Siddharth Suman, Mohd Kaleem Khan, Manabendra Pathak. Performance enhancement of solar collectors—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 49 (2015) 192–210.
- [24] T. Gnädiga, J. Reitzb, Dr. P. Haibachc and Dr. T. Kuckelkorn. SCHOTT's 4th Generation Receiver – Getting ready for higher operation temperaturas. Proceedings of SolarPACES; 2013.
- [25] Klaus-J. Riffelmann, Timo Richert and Thomas Kuckelkorn, Optimized molten salt receivers for ultimate trough solar fields. *AIP Conference Proceedings* 1734 020010020010 (2016); 10.1063/1.4949034 <<http://aip.scitation.org/doi/pdf/10.1063/1.4949045>>.
- [26] F. L. Curzon, B. Ahlborn. Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. *American Journal of Physics* 43 (1975) 22-25.
- [27] Paul Gauché, Justine Rudman, Mbalenhle Mabaso, Willem A. Landman, Theodor W. von Backström and Alan C. Brent. System value and progress of CSP. Article in press *Solar Energy* (2017).
- [28] *Energy Efficiency and Renewable Energy Handbook*, Second Edition Edited by D. Yogi Goswami and Frank Kreith CRC Press 2015.
- [29] NOVA-1 (2011b), Technical data sheet, at <[http://www.novatecsolar.com/files/mn1102\\_nova1\\_brochure\\_eng\\_web.pdf](http://www.novatecsolar.com/files/mn1102_nova1_brochure_eng_web.pdf)>



- [30] Berger, M., Tovar, D., Heimsath, A., Hildebrandt, C., 2006. Receiver – Wärmeverluste und Temperaturbeständigkeit. Published Project Report of BMU-funded Project Fresnel2. <<http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fb08/57206649X.pdf>>
- [31] Industrial Solar. Technical Data Industrial Solar linear Fresnel collector LF-11. <[http://www.industrial-solar.de/content/fileadmin/user\\_upload/IS\\_Technical\\_Data\\_EN.pdf](http://www.industrial-solar.de/content/fileadmin/user_upload/IS_Technical_Data_EN.pdf)>.
- [32] Gabriel Morin, Jürgen Dersch, Werner Platzer, Markus Eck, Andreas Häberle. Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants. *Solar Energy* 86 (2012) 1–12.
- [33] Heiko Schenk, Tobias Hirsch, Jan Fabian Feldhoff, Michael Wittmann. Energetic Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector Systems. *Journal of Solar Energy Engineering*, November 2014, Vol. 136.
- [34] María José Montes; Rubén Barbero; Antonio Rovira; Marta Muñoz; Consuelo Sánchez. Thermo-economic analysis of an advanced Linear Fresnel Collector plant coupled to an Organic Rankine Cycle. *SolarPACES2017-Concentrating Solar Power & Chemical Energy Systems*, Santiago de Chile, Chile.
- [35] María José Montes Pita. Receptores Solares de Concentración Avanzados, de Media y Alta Exergía, para su Integración en Sistemas Fresnel y de Torre Central. Convocatoria de Ayudas a Proyectos “Independent Thinking” UNED.
- [36] Kistler BL. A user’s manual for DELSOL3: a computer code for calculating the optical performance and optimal system design for solar thermal central receiver plants. USA: Sandia National Laboratories; 1986. Sandia Report, SAND-86-8018.
- [37] Ho, C. K.; Mahoney, A. R.; Ambrosini, A.; Bencomo, M.; Hall, A.; Lambert, T. N. "Characterization of Pyromark 2500 for High-Temperature Solar Receivers." In *Proceedings of the ASME 2012 Energy Sustainability and Fuel Cell Conference*, San Diego, CA, July 23 - 26, 2012; ASME, Ed. San Diego, CA, 2012.
- [38] Benoit, H., Lopez, I.P., Gauthier, D., Sans, J.L., Flamant, G., 2015. On-sun demonstration of a 750 degrees C heat transfer fluid for concentrating solar systems: dense particle suspension in tube. *Sol. Energy* 118, 622–633.
- [39] Marco Astolfi, Marco Binotti, Simone Mazzola, Luca Zanellato, Giampaolo Manzolini. Heliostat aiming point optimization for external tower receiver. Article in press, *Solar Energy*, 2016.
- [40] Yu Qiu, Ya-Ling He, Peiwen Li, Bao-Cun Dua. A comprehensive model for analysis of real-time optical performance of a solar power tower with a multi-tube cavity receiver. Article in press, *Applied Energy*, 2016.
- [41] Mark Mehos, Craig Turchi, Jennie Jorgenson, Paul Denholm, Clifford Ho, and Kenneth Armijo. On the Path to SunShot: Advancing Concentrating Solar Power Technology, Performance, and Dispatchability. NREL/TP-5500-65688, 2016 <[www.nrel.gov/publications](http://www.nrel.gov/publications)>.
- [42] Andrea Ambrosini. High-Temperature Solar Selective Coating Development for Power Tower Receivers. Review meeting, <[https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp\\_review\\_meeting\\_042413\\_ambrosini.pdf](https://energy.gov/sites/prod/files/2014/01/f7/csp_review_meeting_042413_ambrosini.pdf)>.
- [43] SAM (Solar Advisor Model) Version 2.5.0.2 developed by the National Renewable Energy Laboratory. Available electronically at <[www.nrel.gov/analysis/sam](http://www.nrel.gov/analysis/sam)>.

- [44] Weather data EnergyPlus code. <<https://energyplus.net/weather>>
- [45] NREL's Solar position algorithm. Online calculator <<https://midcdmz.nrel.gov/solpos/spa.html>>.
- [46] R. Forristall "Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver" Report No. NREL/TP-550-34169, NREL, CO. USA.
- [47] Andrea Giotri, Marco Binotti, Marco Astolfi, Paolo Silva, Ennio Macchi, Giampaolo Manzolini. Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology. Solar Energy 86 (2012) 1208-1221.
- [48] Productos Solargis. Mapa mundial de DNI, <<http://solargis.com/products/maps-and-gis-data/free/download/world>>.
- [49] Central de Canal Parabólico Modelação e Simulação do Sistema, João Pedro Neves Silva. Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Electrotécnica e de Computadores.
- [50] Dowtherm A heat transfer fluid. <[http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWC/OM/dh\\_0030/0901b803800303cd.pdf](http://msdssearch.dow.com/PublishedLiteratureDOWC/OM/dh_0030/0901b803800303cd.pdf)>.
- [51] Syltherm 800 heat transfer fluid. <<http://www.loikitsdistribution.com/files/syltherm-800-product-brochure.pdf>>.
- [52] Therminol VP1 heat transfer fluid. <<http://twf.mpei.ac.ru/tthb/hedh/htf-vp1.pdf>>.
- [53] H. Benoit, L. Spreafico, D. Gauthier and G. Flamant. Review of heat transfer fluids in-tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients. Renewable and Sustainable Energy Reviews 55 (2016) 298-315.
- [54] V. Gnielinski, 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe Flow and Channel Flow". International Chemical Engineering, vol. 16, pp. 359-368.
- [55] The parabolic trough power plants Andasol 1 to 3. The largest solar power plants in the world-Technology premiere in Europe. Solar Millennium, 2008. <[http://www.solarmillennium.de/includes/force\\_download.php?client=1&path=upload/Download/Technologie/eng/Andasol1-3engl.pdf](http://www.solarmillennium.de/includes/force_download.php?client=1&path=upload/Download/Technologie/eng/Andasol1-3engl.pdf)>.
- [56] <[http://www.solarmillennium.de/Technologie/Referenzprojekte/Andasol/Die\\_Andasol\\_Kraftwerke\\_entstehen\\_lang2,109,155.html](http://www.solarmillennium.de/Technologie/Referenzprojekte/Andasol/Die_Andasol_Kraftwerke_entstehen_lang2,109,155.html)>.
- [57] SolarPACES web. Concentrating solar power projects. <[https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by\\_technology.cfm](https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_technology.cfm)>.
- [58] Herrmann U, Nava P. Performance of the SKAL-ET collectors of the Andasol power plants. In: SolarPACES 2008, 14th int symp on conc Sol power and chem energy technol; 2008.
- [59] Isabel Llorente García, José Luis Álvarez, Daniel Blanco. Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage: Comparison to operating plant data. Solar Energy 85 (2011) 2443-2460.

[60] M. Günther, M. Joemann and S. Csambor. Advanced CSP Teaching Materials. Chapter 5: Parabolic Trough Technology <<http://www.energy-science.org/bibliotheque/cours/1361468741Chapter%2005%20parabolic%20trough.pdf>>.

[61] Silva, J. P. (2011). Modelling and Simulation of Parabolic Trough Power Plant. <<https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/395142728356/Modelling%20and%20Simulation%20of%20Parabolic%20Trough%20Power%20Plant.pdf>>.

[62] Silva, J. P. (2011). Central de Canal Parabólico: Modelação e Simulação do Sistema, MSc Thesis, Instituto Superior Técnico.

[63] Parthiv Kurup and Craig S. Turchi. Parabolic Trough Collector Cost Update for the System Advisor Model (SAM). National Renewable Energy Laboratory.

## Lista de símbolos del capítulo 5

### Acrónimos

ASE	Archimede Solar Energy
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (sociedad americana de ingenieros de calefacción, refrigeración y aire acondicionado)
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BPVC	Boiler and Pressure Vessel Code
CCP	Colectores Cilindro-parabólicos
CFD	Computational Fluid Dynamics (fluidodinámica computacional)
CLF	Colectores lineales Fresnel
CTC	Colectores de torre central
<i>DNI</i>	Direct Normal irradiance (radiación solar directa ( $W/m^2$ ))
DSP	Dispatchable Solar Power (energía solar despachable)
ET	EuroTrough
<i>FOM</i>	Figure Of Merit (figura de mérito)
HT	HelioTrough
HTF	fluido de transferencia de calor
<i>IAM</i>	Incident Angle Modifier (modificador del ángulo de incidencia (-))
IWEC	International Weather for Energy Calculations Datos meteorológicos de ciudades españolas, obtenidos por mediciones realizadas por ASHRAE
LAT	Large Aperture Trough (colector de gran apertura)
<i>LCOE</i>	Levelized Cost Of Electricity (coste nivelado de energía)
NREL	National Renewable Energy Laboratories (laboratorios nacionales de energías renovables de EE.UU.)
PSA	Plataforma Solar de Almería
PTR	Parabolic Trough Receiver (receptor cilíndrico-parabólico)
SAM	System Advisor Model
SOMMER	SOLar furnace with Motel METal-cooled Receiver (receptor solar refrigerado por metal líquido)
SPG	Solar Power Group (compañía de tecnología solar)
ST	SkyTrough
SWEC	Spanish Weather for Energy Calculations (datos meteorológicos calculados para varias ciudades en España)
UT	UltimateTrough

### Símbolos latinos

$A_0$	constante del modelo de emisividad equivalente para colectores (-)
$A_1$	constante del modelo de emisividad equivalente para colectores ( $1/K$ )
$A_{ext}$	área exterior del receptor expuesta a radiación solar ( $m^2$ )
$a_1$	coeficiente del modelo de cálculo del IAM para un CCP ( $1/rad$ )
$a_2$	coeficiente del modelo de cálculo del IAM para un CCP ( $1/rad^2$ )
$Bi$	número de Biot (-)
$C_g$	factor de concentración (-)
$C_{g_{2D}}$	factor de concentración lineal (-)
$C_{g_{3D}}$	factor de concentración puntual (-)
$C_{g_{2D}/max}$	factor de concentración lineal máximo (-)
$C_{g_{3D}/max}$	factor de concentración puntual máximo (-)
$c_p$	capacidad térmica específica a presión constante ( $J/(kg \cdot K)$ )
$D_{ri}$	diámetro interior del receptor (m)

$D_{ro}$	diámetro exterior del receptor (m)
$D_{rec}$	diámetro del receptor en torre central (m)
$e$	espesor del receptor (m)
$F'_{crit}$	coeficiente adimensional crítico del modelo según la ec. 3.63 (-)
$f_0, f_1, f_2, f_3, f_4$	factores adimensionales del modelo definidos por las ecuaciones 3.3 y 3.34 a-d (-)
$f_2^*, f_3^*, f_4^*$	factores adimensionales del Modelo Local de 4º Grado definidos por las ecuaciones 3.75-77 (-)
$g(Z)$	función característica del rendimiento térmico (-)
$g', g'', g'''; g^{IV}$	derivadas de orden 1 a 4 de la función característica (-)
$h_{ext}$	coeficiente de transferencia de calor convectivo hacia el exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$h_{ext,0}$	coeficiente de la función del coeficiente convectivo equivalente exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$h_{ext,1}$	coeficiente de la función del coeficiente convectivo equivalente exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> ))
$h_f$	entalpía específica del fluido de transferencia (J/kg)
$h_{forzada}$	coeficiente de convección forzada exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$h_{int}$	coeficiente de transferencia de calor convectivo hacia el interior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$h_{natural}$	coeficiente de convección natural exterior (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$K(\vartheta)$	modificador del ángulo de incidencia
$k_{rec}$	conductividad del absorbedor (W/(m·K))
$L$	longitud del receptor (m)
$\dot{m}$	flujo másico del fluido de transferencia (kg/s)
$NTU$	número de Unidades de Transmisión (-)
$NTU_{perd}$	número de Unidades de Transmisión definido según la ec. 3.64 (-)
$Nu$	número de Nusselt (-)
$P$	presión absoluta (Pa)
$P_b$	perímetro del soporte del colector (m)
$Pr_f$	número de Prandtl a la temperatura del fluido (-)
$\dot{q}_{abs}''$	flujo de radiación absorbido en la superficie del receptor (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}_{abs/max}''$	flujo de radiación absorbido en la superficie del receptor para rendimiento máximo (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}_{crit}''$	flujo de radiación crítico según la ec. 3.50 (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}_{perd}''$	flujo de calor de pérdidas al exterior desde la superficie del receptor (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}_u''$	flujo de calor útil hacia el interior del receptor (W/m <sup>2</sup> )
$Re_{D_{ri}}$	número de Reynolds en función del diámetro del tubo (-)
$T_{ext}$	temperatura exterior (K)
$T_f$	temperatura del fluido de transferencia (K)
$\bar{T}_f$	temperatura media del fluido de transferencia (K)
$T_{f,est}$	temperatura del fluido en condiciones de estancamiento (K)
$T_{fe}$	temperatura del fluido de transferencia en condiciones de entrada (K)
$T_{fe}^*$	temperatura del fluido de transferencia en condiciones de entrada adimensional en función de $T_{ext}$ (-)
$T_{fs}$	temperatura del fluido de transferencia en condiciones de salida (K)
$T_{ro}$	temperatura de la superficie exterior del receptor (K)
$U_{crit}$	coeficiente de transmisión de calor al interior crítico según la ec. 3.51 (W/(m <sup>2</sup> ·K))
$U_{rec}$	coeficiente de transmisión de calor al interior (W/(m <sup>2</sup> ·K))

$x^*$	coordenada longitudinal adimensional en función de la longitud del tubo (-)
$Z$	variable adimensional del modelo de rendimiento térmico según la ec. 3.37 (-)

### Símbolos griegos

$\alpha_{solar}$	Absortividad solar del recubrimiento del receptor (-)
$\gamma$	factor de intercepción (-)
$\Delta\eta_x$	Incremento del rendimiento térmico local (-)
$\Delta\eta_{x,g}$	Incremento del rendimiento global en condiciones locales (-)
$\varepsilon_{2400\text{ nm}}$	Emisividad para una longitud de onda de 2.400 nm (-)
$\varepsilon_{80\text{ }^\circ\text{C}}$	Emisividad para una temperatura de 80 °C (-)
$\varepsilon_{ext}$	emisividad equivalente exterior (-)
$\varepsilon_{ext,0}$	Coefficiente de la función de la emisividad equivalente exterior (-)
$\varepsilon_{ext,1}$	Coefficiente de la función de la emisividad equivalente exterior (1/K)
$\eta$	rendimiento térmico acumulado (-)
$\eta_0$	rendimiento térmico a la entrada (-)
$\eta_{bordes}$	rendimiento de bordes (-)
$\eta_{geom}$	rendimiento geométrico (-)
$\eta_{opt}$	rendimiento óptico (-)
$\eta_{opt, pico}, \eta_{opt,0^\circ}$	rendimiento óptico pico (-)
$\eta_{sombras}$	rendimiento sombras (-)
$\eta_{x,t}$	rendimiento total en condiciones locales (-)
$\eta_{x,g}$	rendimiento global en condiciones locales (-)
$\eta_{U_\infty}$	Rendimiento térmico para un coeficiente de transmisión de calor al interior de valor infinito (-)
$\eta_x$	rendimiento térmico local (-)
$\eta_{x,1^{er}}$	rendimiento térmico local según el Modelo Local de 1 <sup>er</sup> Grado (-)
$\eta_{x,2^\circ}$	rendimiento térmico local según el Modelo Local de 2 <sup>o</sup> Grado (-)
$\eta_{x, max}$	rendimiento térmico local máximo (-)
$\eta_{x,T_{ro}}$	rendimiento térmico según el Modelo Local basado en $T_{ro}$ (-)
$\vartheta$	ángulo de incidencia (°)
$\rho$	Reflectividad solar en el concentrador (-)
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann (5,67e-8 W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> ))
$\tau$	transmisividad de la cubierta de cristal (-)

## 6 Capítulo 6: Conclusiones y futuros desarrollos

En este apartado se exponen las conclusiones principales de esta tesis, cuyo objetivo principal es el desarrollo, validación y aplicación de un modelo de rendimiento térmico para receptores solares. Como se ha mostrado, dicho modelo y las expresiones derivadas de éste se enmarcan dentro un objetivo más general que es el desarrollo de una metodología de diseño térmico de colectores solares, de la cual también se exponen las conclusiones. Esta metodología requiere del desarrollo de nuevas herramientas que permitan su generalización y validación a todas las tecnologías de colector solar. En un segundo subapartado se apuntarán las líneas principales sobre las que trabajar en un futuro.

### 6.1 Conclusiones

Tal y como se ha ido desarrollando en los primeros apartados del trabajo, las plantas de energía termosolar representan una de las principales tecnologías en escenarios futuros de cara a conseguir una matriz de generación de energía con cada vez mayor participación de energías renovables. En la actualidad, las tecnologías de generación eléctrica por vía termosolar están experimentando importantes reducciones de coste, pero todavía necesitan reducciones adicionales para competir con otras tecnologías, como el caso de plantas de generación eólica o fotovoltaica.

Así, en los últimos años, varias iniciativas lanzadas por algunos gobiernos buscan potenciar la investigación en este campo. Entre los aspectos sobre los que se trabaja se encuentra el rendimiento térmico del receptor, que toma una mayor relevancia a medida que se aumenta la temperatura de operación, fruto de la necesidad de mejorar el rendimiento de los ciclos de potencia de la planta. Así se ha desarrollado un nuevo modelo de rendimiento térmico que adicionalmente se ha validado y aplicado a varios diseños y condiciones de operación.

Dicho modelo surge de la necesidad de disponer de expresiones que puedan cubrir todos los rangos de aplicación y que, a la vez, contemplen todas las dependencias paramétricas que existen en la realidad. Partiendo de una geometría sencilla de receptor se obtienen tres expresiones principales:

- Modelo de 4<sup>º</sup> Orden (ec. 3.39), obtenido como solución aproximada de la ecuación diferencial resultante del balance de energía. En este caso se mantiene la dependencia de las pérdidas como polinomio de cuarto grado en función de la temperatura y aparecen todos los parámetros característicos del sistema ( $U_{rec}, \varepsilon_{ext}, h_{ext}, T_{fe}, T_{ext}, \dot{q}_{abs}''$ ,  $\dot{m}$ ,  $A_{ext}$  y  $C_p$ ).
- Modelo de 1<sup>er</sup> Orden (ec. 3.65), que nace de la eliminación de los términos de grado superior a 1 en el rendimiento debido a que, a temperaturas bajas o medias (tecnologías como CCP y CLF), el resultado sigue siendo preciso. Dicho modelo presenta una expresión similar al modelo Hottel y Whillier (ec. 3.1) pero introduciendo algunas correcciones para alguno de los términos.
- Modelo Simplificado (ec. 3.72), obtenido como una posterior simplificación del anterior, que limita más su aplicación pero que expone de forma muy directa las dependencias paramétricas dentro de su rango de validez.

Como se ha ido viendo, tanto el Modelo de 1<sup>er</sup> Orden como el Modelo Simplificado son expresiones explícitas que permiten visualizar de manera directa las dependencias paramétricas del rendimiento térmico, pero tendrán un rango de aplicación limitado.

Aplicando simplificaciones similares a las anteriores pero, en esta ocasión, al análisis de una sección de receptor, surgen varios modelos locales que permiten estudios paramétricos rápidos de varios diseños actuales y futuros. Dichos modelos se corresponden con:

- Modelo Local de 4<sup>o</sup> Grado (ec. 3.74) que conserva su expresión completa derivada del balance energético en una sección de longitud reducida del receptor. Se trata de la solución de un polinomio de 4<sup>o</sup> grado en función de la temperatura del fluido.
- Modelo Local de 2<sup>o</sup> Grado (ec. 3.79), que nace del truncamiento del anterior modelo para grado 2.
- Modelo Local basado en  $T_{ro}$  (ec. 3.89), que se obtiene mediante la aproximación de la temperatura del receptor y que permite, junto con el anterior, acotar el rendimiento real para cualquier punto de operación.
- Modelo de Local de 1<sup>er</sup> Grado (ec. 3.78), que coincide en expresión con el Modelo Simplificado.

Mediante la aplicación de estos modelos locales se identifica la existencia de un rendimiento máximo en función del flujo de radiación absorbido en el receptor. Dicho máximo no se alcanza bajo las condiciones de trabajo en sistemas de concentración lineal (CCP y CLF), pero sí se llega a alcanzar en sistemas de concentración puntual como un CTC. Adicionalmente, se ha obtenido una expresión capaz de estimar dicho rendimiento y las condiciones de operación para las que se alcanza.

La aplicación de los modelos requiere la generación de correlaciones para el cálculo de los coeficientes globales de transmisión de calor al exterior para cada diseño específico. Las estrategias que seguir para su desarrollo han sido establecidas y validadas en el caso de colectores cilíndrico-parabólicos. Dichas estrategias dependen de los datos disponibles, que en general pueden ser:

- Mediciones experimentales de las pérdidas de calor al exterior para distintas temperaturas del receptor. Este tipo de datos permiten el cálculo directo de dichos coeficientes.
- Datos sobre las propiedades térmicas de los materiales utilizados (emisividad del recubrimiento selectivo, transmisividad del vidrio...) y geométricos del propio receptor. En este caso se requiere del desarrollo de una herramienta de cálculo unidimensional similar a las desarrolladas por otros autores.

Los modelos desarrollados y la metodología para la generación de correlaciones se validaron haciendo uso de resultados experimentales llevados a cabo en los años 90 en las instalaciones de Sandia sobre el CCP LS-2, para los que se obtuvo una aproximación dentro del grado de incertidumbre en el ensayo. De la revisión de los distintos mecanismos de transmisión de calor mediante la realización de simulaciones CFD y la aplicación del modelo unidimensional desarrollado se obtuvieron una serie de conclusiones para el desarrollo de modelos específicos:

- Existen dos efectos importantes a considerar en la transmisión de calor en el exterior del tubo de vidrio:
  - La parábola tiene un efecto determinante sobre el viento alrededor del tubo. En el caso de operación con tubos desnudo se convierte en un factor importante. La introducción de correlaciones desarrolladas con CFD aproximan el resultado con error cuadrático medio muy inferior al obtenido por otros autores.



- El perfil de vientos en superficie del suelo hace que la velocidad del viento a la altura del tubo colector sea algo inferior que la medida a una altura de 10 m.
- La consideración de flujo de radiación no uniforme en el rango de trabajo tiene un efecto reducido sobre el rendimiento.
- La emisividad del tratamiento selectivo del tubo en la planta real tiene un grado de incertidumbre con respecto a lo medido en laboratorio, siendo un efecto dominante en las pérdidas de calor.
- El análisis de sensibilidad realizado para efectos como las diferentes temperaturas de intercambio por radiación desde el vidrio exterior o el calor absorbido por dicho vidrio revela que introducen un rango de error reducido y que, además, actúan de manera opuesta compensándose en muchas ocasiones.

Una vez validados los modelos de receptor completo, se aprovecha la importante base de datos generada a lo largo del capítulo 2 para el desarrollo de modelos para los diferentes diseños de colector. En el caso de CCP se han podido encontrar datos muy detallados, mientras que en el caso de CLF y CTC los datos disponibles son reducidos debido a la menor experiencia operativa y a que muchos de ellos forman parte del secreto industrial. Por tanto, las correlaciones desarrolladas estarán sujetas a un mayor error, pero sirven como una primera aproximación a dichas tecnologías y permiten demostrar su capacidad de uso.

De cara a la aplicación de dichos modelos, es necesario establecer las limitaciones de cada una de las expresiones ya que, siempre que se pueda disponer de modelos más sencillos, será preferible su uso. En la tabla 6.1 se resumen dichas limitaciones para cada una de las tecnologías.

Tecnologías	Limitaciones
CCP	<ul style="list-style-type: none"> <li>- El rango de trabajo de colectores cilíndrico-parabólicos en la actualidad es adecuado para la aplicación del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado (ec. 3.78).</li> <li>- En extrapolaciones a concentraciones geométricas superiores a 40 para colectores con gases presurizados como HTF, sería necesario el uso del Modelo Local Basado en <math>T_{ro}</math> (ec. 3.89).</li> </ul>
CLF	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Las mayores pérdidas de calor al exterior en el caso de receptores sin vacío hacen necesario el uso del Modelo Local Basado en <math>T_{ro}</math> para temperaturas superiores a 400 °C. En el caso de tubos de vacío, los límites se corresponden con los establecidos para CCP.</li> </ul>
CTC	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Se descarta el uso del Modelo Local de 1<sup>er</sup> Grado.</li> <li>- El uso del Modelo Local basado en <math>T_{ro}</math> puede considerarse una aproximación adecuada para el análisis de los receptores comerciales actuales basados en fluidos de transferencia como las sales o el agua en ebullición hasta temperaturas de aproximadamente 700 °C (objetivo previsto para 2.020). Para temperaturas superiores, dependerá del objetivo de la aplicación y de la temperatura.</li> <li>- Los colectores basados en gases presurizados o partículas fluyendo por el interior de tubos requieren del uso del Modelo Local de 4<sup>o</sup> Grado.</li> <li>- Para colectores basados en metales líquidos, es adecuado el uso del Modelo Local basado en <math>T_{ro}</math> para cualquier rango de flujo de radiación previsto en la actualidad.</li> </ul>

Tabla 6.1. Limitaciones de cálculo de los modelos locales desarrollados para cada una de las tecnologías analizadas

Las conclusiones y modelos específicos desarrollados para el análisis local se pueden extrapolar directamente a los modelos de cálculo de receptor completo. Estos modelos demuestran la capacidad de poder calcular un receptor completo reduciendo el número de cálculos, ya que se

puede calcular el rendimiento térmico para una longitud de aproximadamente 100 m en el caso de CCP. Esto permite su incorporación en herramientas de cálculo del rendimiento medio anual de una instalación concreta.

A partir de la batería de modelos generada, se plantean las directrices de una metodología de diseño térmico de colectores solares para plantas de generación de energía eléctrica. Para ello, es necesario integrar dichos modelos en un cálculo que incorpore el cálculo del resto de rendimientos de la instalación, ya que el análisis del rendimiento térmico de manera individualizada puede llevar a conclusiones erróneas. Los dos principales rendimientos son:

- El rendimiento óptico, para el que se hace uso de modelos habituales de cálculo.
- El rendimiento del ciclo de potencia, para el que se introduce el rendimiento de Novikov-Curzon-Ahlborn (ec. 5.24) como aproximación del rendimiento de una importante cantidad de ciclos actuales.

Esta metodología se divide básicamente en dos etapas:

- Una primera etapa de análisis local, en la que los nuevos modelos desarrollados permiten obtener el rendimiento térmico y el global equivalente, de manera que se pueda orientar el grado de mejora de cada propuesta. Adicionalmente, el análisis para métrico suministra información que permite establecer líneas de diseño óptimas.
- Una segunda etapa de análisis anual en la que, mediante la aplicación de los modelos de colector completo, se puede evaluar el impacto del nuevo diseño o condiciones de operación sobre una planta de generación eléctrica completa en el año completo. La incorporación del modelo de Novikov-Curzon-Ahlborn permite ponderar de manera sencilla y eficaz el resultado.

La incorporación de los modelos locales desarrollados a la metodología de diseño introduce dos ventajas:

- Permite el cálculo de muchos escenarios distintos de forma ágil.
- Facilita la identificación de factores dominantes en el rendimiento.

La aplicación de la primera etapa de la metodología a varios diseños de las distintas tecnologías ha permitido verificar algunos resultados acerca de dichos diseños, así como orientar líneas de trabajo para otros futuros. A modo de resumen y separando por tecnología, se apuntan las siguientes ideas a nivel rendimiento térmico y total (óptico más térmico).

#### **Colectores cilíndrico-parabólicos:**

- Los puntos de operación actuales en CCP se encuentran en una región de pendiente pronunciada en función del flujo de radiación absorbido. La operación en puntos con flujos de radiación equivalentes a la mitad del correspondiente a condiciones de diseño supone una caída del rendimiento entre el 4 y el 6%. Este efecto se acentúa a medida que se aumenta la temperatura de trabajo.
- Existe un margen de mejora entre el 3 y el 5% con respecto al máximo rendimiento en colectores lineales (considerando flujo de radiación máximo alcanzable en tecnología de concentración lineal).
- El coeficiente de transmisión de calor al interior tiene un efecto reducido, por lo que la operación con caudales inferiores o la introducción de mejoras en dicho coeficiente mediante el cambio de fluido, la generación de turbulencia o la inclusión de nanopartículas, no tienen un efecto relevante sobre el rendimiento térmico.
- La aplicación de los modelos locales permite disponer de una expresión sencilla para clasificar los recubrimientos selectivos teniendo en cuenta todos aquellos parámetros que influyen en sus prestaciones.

- La combinación de recubrimientos de baja y alta temperatura (entre los propuestos por SCHOTT) en un mismo lazo tendría un rendimiento total superior al receptor propuesto por ASE (HEMS08), tal y como ya había sido apuntado por otros autores.

#### **Colectores lineales Fresnel:**

- El rendimiento óptico en esta tecnología es un parámetro dominante, haciendo que el su rendimiento total sea aproximadamente un 10% inferior al del caso de un receptor CCP para 300 °C. Estas diferencias se obtienen considerando un diseño CLF favorable como es un diseño con tubo de vacío como Supernova.
- Por otro lado, debido a la mayor concentración con la que se opera en Fresnel, las caídas de rendimiento fuera de diseño se reducen con respecto a un CCP para el caso de tubos de vacío. De igual modo las diferencias se irán reduciendo a medida que se aumente la temperatura de operación.
- En este caso, se corrobora que la combinación de receptores de vacío con receptores sin vacío para temperaturas habituales de operación puede llevar rendimientos globales mayores, tal y como ya ha sido apuntado por otros autores.
- La influencia del coeficiente de transmisión de calor hacia el interior sigue siendo reducida en esta tecnología.

#### **Colectores de torre central:**

- Debido a los altos flujos de radiación existe un efecto significativo del coeficiente de transmisión de calor al interior sobre el rendimiento térmico que tan sólo se mitiga para valores tan altos como los correspondientes a metales líquidos.
- El rendimiento máximo se alcanza para un flujo de radiación por debajo de 1.100 kW/m<sup>2</sup> cuando se opera con fluidos distintos a metales líquidos. Por tanto, para algunos fluidos y diseños parte del receptor podría estar trabajando por encima de este valor máximo.
- Se recomiendan regiones de operación en torno a dicho máximo que engloban los flujos de radiación para los que el rendimiento térmico es, como mucho, un 1% inferior al máximo. Dicha región cubre un rango más amplio a medida que aumenta el coeficiente de transmisión de calor al interior.
- El rendimiento térmico máximo alcanzable presenta una pendiente fuerte para fluidos con coeficiente de transmisión de calor por debajo de 4.000 W/m<sup>2</sup>.
- A altas temperaturas, un punto clave para el rendimiento térmico es el desarrollo de recubrimientos selectivos con un balance entre absorptividad y emisividad adecuado. Del análisis paramétrico en este ámbito se obtienen las siguientes conclusiones:
  - Mediante los modelos desarrollados se puede establecer una metodología que permite comparar las prestaciones de diferentes recubrimientos para unas condiciones de operación determinadas.
  - Pyromark es el recubrimiento óptimo, con mejores prestaciones que aquellos que se encuentran en desarrollo cuando se consideran condiciones de operación actuales.
  - Sin embargo, si la operación se lleva a temperaturas de 700 °C, aparecen zonas dentro del receptor para las que podría resultar óptimo el uso de otros recubrimientos en desarrollo con otro balance distinto entre absorptividad y emisividad. Estas zonas se corresponden con aquellas de menor flujo de radiación y se amplían a medida que se aumenta la temperatura de operación.
  - En el caso de fluidos con un coeficiente de transmisión al interior bajo, como son los casos de gases presurizados y partículas en el interior del receptor, las prestaciones de Piromark son inferiores a las de otros recubrimientos en estudio.

- De los recubrimientos analizados, el compuesto por  $\text{CuCo}_2\text{O}_4$  resultaría óptimo en dichas condiciones de operación, para las que Pyromark deja de serlo.
- Se plantea la posibilidad de combinar distintos recubrimientos en un mismo receptor de cara a optimizar el rendimiento, para algunos de los casos en los que el recubrimiento óptimo es uno u otro dependiendo de la zona del receptor.

Dentro de esta primera etapa de la metodología es necesario replantear este análisis, incorporando el rendimiento equivalente del ciclo de potencia (Novikov-Curzon-Ahlborn [26]), para ponderar los resultados obtenidos de forma integral en una planta de producción de energía. En base a este nuevo análisis, se extraen una serie de conclusiones adicionales para cada una de las tecnologías:

#### **Colectores cilindro-parabólicos:**

- Los saltos de rendimiento térmico observados al aumentar la concentración se ven reducidos significativamente cuando se analiza el rendimiento global. Por ejemplo, el paso de una concentración geométrica de 26 a 34,1 (cambio de concentrado SKAL-ET a UT, manteniendo el mismo diámetro de receptor) con el receptor PTR70-2008 supone un cambio en el rendimiento térmico de 0,9% en el punto de diseño (tabla 5.7). El análisis ponderado predice un salto en el rendimiento global del 0,21%.
- Otro de los planteamientos para la mejora de rendimiento es el aumento de temperatura mediante el uso de otros fluidos. Un análisis del rendimiento térmico únicamente lleva a una caída del rendimiento, por lo que es necesario analizar el rendimiento global. El cambio de aceite térmico como HTF a sales fundidas tiene un potencial de mejora que podría estar en el entorno del 2-2,5% en un ciclo real. Si el cambio se hace introduciendo gases presurizados en vez de sales fundidas, el salto en rendimiento se reduciría aproximadamente en un 0,2%.
- La operación con sales fundidas bajo factores de concentración de los colectores comerciales presenta un rendimiento global en las cercanías del máximo, por lo que un aumento adicional de la temperatura conllevará un incremento reducido en el rendimiento global.
- El aumento de la concentración geométrica hasta el máximo alcanzable en concentración lineal produce una mejora en el rendimiento global que es bastante reducida a temperaturas de trabajo hasta 500 °C. En el caso de operación a una temperatura de 429 °C el rendimiento puede llegar a aumentar hasta un 1,1%, mientras que para temperaturas de 700 °C este aumento puede subir hasta el 9,1 %. En ambos casos, un 70% de la horquilla de mejora ocurre en el aumento de la concentración hasta un valor de aproximadamente 69.
- El uso de gases presurizados a las temperaturas planteadas en CCP hasta la fecha supone una leve reducción del rendimiento global (0,2-0,4%) para distintos valores de concentración entre 69 y 216, debido a su menor coeficiente de transmisión de calor al interior. Sin embargo, a 700 °C la reducción sería superior al 1% para los mismos valores de concentración.
- Extrapolando el comportamiento de los recubrimientos y aumentando de manera combinada temperatura y concentración, el máximo rendimiento global (considerando un recubrimiento teórico como NREL#6) se obtendría a temperaturas entre 825-875 °C (dependiendo del fluido), alcanzando rendimientos globales que podrían estar en el entorno del 35% en su punto de diseño.

#### **Colectores lineales Fresnel:**

- Considerado los diseños de Novatec (con factor de concentración de 54,6), se observa que el rendimiento global de los receptores de vacío es similar al de los receptores sin

vacío para una temperatura de 300 °C. Sin embargo, la operación a menores temperaturas favorece el uso de receptores sin vacío, por lo que la combinación de receptores de vacío y sin vacío en un mismo lazo en función de la temperatura puede dar lugar a una optimización del comportamiento global de la planta, tal y como ya ha sido apuntado por otros autores.

- En general, el rendimiento global de un CLF comercial es inferior al obtenido por un CCP comercial para rango de temperatura hasta 550 °C y factores de concentración mínimos en el caso de colectores cilindro-parabólicos. Esto es debido fundamentalmente al rendimiento óptico, más reducido para un CLF.
- Estas diferencias en rendimiento global entre un CCP y un CLF presentan un máximo en función de la temperatura que, en el caso de la comparativa de un receptor PTR Generación 4ª (con  $C_g = 26$ ) con un diseño Supernova de CLF, se alcanza en el entorno de los 400 °C. Por tanto, a medida que se aumenta la temperatura de operación por encima de ésta, las diferencias entre ambas tecnologías se reducen, pudiéndose ver favorecido el uso de colectores Fresnel debido a su menor coste.
- Hipotéticos diseños de CLF que pudiesen operar a muy altas concentraciones ( $C_g = 100$ ) seguirían teniendo rendimientos globales aproximadamente un 3% inferiores a los de CCP en su operación actual con aceite o sales. Esta comparativa requiere de un análisis con mayor profundidad, que se propone como trabajo futuro.

#### Colectores de torre central:

- Los rendimientos obtenidos para receptores externos en operación con sales fundidas son inferiores a los dados como valor pico de rendimiento de plantas basadas en CTC. Esto es debido al bajo rendimiento óptico de receptores externos con respecto al caso de cavidad. Por tanto, los resultados para este parámetro y las comparativas entre diferentes diseños o con otras tecnologías se verán muy afectadas por el rendimiento óptico.
- Los rendimientos globales máximos tienen una mayor pendiente en la región de concentraciones entre 200 y 800 que en concentraciones superiores. En función del tipo de fluido se pueden apuntar una serie de ideas:
  - Para el caso de sales fundidas o agua en ebullición, el rendimiento global máximo a la temperatura de 700 °C (objetivo para 2.020) se obtiene para una concentración de 800.
  - En el caso del uso de gases presurizados existe un rendimiento global máximo que se alcanza para un valor de concentración de aproximadamente 750 y una temperatura del HTF cercana a 600 °C. A partir de este valor el rendimiento máximo alcanzable baja para concentraciones superiores. Existe una caída del rendimiento máximo con respecto al caso de sales fundidas que oscila entre el 1,3% y el 8,5% para los casos analizados. Esto hace que el trabajo a altas temperaturas con gases tenga una limitación importante debido a su coeficiente de transmisión de calor.
  - En el caso de metales líquidos, el salto en el rendimiento es de prácticamente el 6% entre factores de concentración de 200 y 800, para pasar a ser un 3,4% entre factores de concentración de 800 y 2600. En comparación con los rendimientos máximos en sales fundidas se obtienen mejoras que van desde 0,4% al 3%, aumentando la diferencia a medida que se aumenta la temperatura, por lo que se trata de fluidos que son buenos candidatos para el trabajo a altas temperaturas.
- Las prestaciones del recubrimiento basado en  $\text{CuCo}_2\text{O}_4$  operando en condiciones de rendimiento máximo son superiores a las del caso de Pyromark, en el caso de gases

presurizados como HTF, mientras que en el caso de metales líquidos se invierte la tendencia, siendo ambas son similares en el caso de sales fundidas.

De cara a confirmar alguna de las ideas apuntadas a nivel rendimiento local, se propone el cálculo anual en una segunda etapa. De la aplicación de dicho cálculo a una planta tipo como Andasol I se pueden extraer las siguientes ideas:

- Los resultados obtenidos para la planta Andasol I situada en localizaciones similares a la real son muy similares a los reales, con diferencias en el entorno del 1-2% en rendimiento anual.
- Se obtiene un aumento significativo del rendimiento anual al trabajar con un receptor tipo PTR70-2008 (0,88%) y con un hipotético diseño NREL#6 (1,21%) con respecto al receptor utilizado en Andasol I (PTR70).
- El aumento del rendimiento al cambiar a concentradores de mayor apertura es reducido debido en parte a la pérdida de rendimiento óptico para ángulos de incidencia altos, de lo que se deriva que la introducción de un concentrador de mayor apertura manteniendo el diámetro del receptor no presenta una ventaja clara.
- Si se comparan los resultados con respecto a los obtenidos para el análisis local, se apuntan las siguientes ideas:
  - Con el análisis local se obtiene una buena aproximación en aquellos casos en los que los cambios introducidos no provoquen cambios en otros rendimientos, como es el caso del cambio de concentrador.
  - En casos que los cambios puedan afectar de manera importante al rendimiento óptico, el cálculo anual predice resultados que pueden diferir con respecto a los cálculos locales. En el caso particular del aumento de concentración se produce una reducción del rendimiento global con respecto a la estimación local debida a la caída del rendimiento óptico para ángulos de incidencia altos.

Como se ha visto, la metodología ha permitido obtener una serie de conclusiones relevantes para el diseño de colectores. Sin embargo, para su aplicación de modo extendido a todas las tecnologías y diseños es necesario el desarrollo de nuevos modelos específicos y una amplia validación, tal y como se plantea en el siguiente apartado.

## 6.2 Futuros desarrollos

A lo largo de esta tesis se ha tratado de demostrar la potencialidad de los modelos desarrollados y la metodología generada para su aplicación al diseño de colectores solares correspondientes a las tecnologías con mayor potencial de implantación en el futuro. Este objetivo más general en el enfoque ha permitido la orientación de distintas vías de trabajo a desarrollar en el futuro.

Sin embargo, tal y como se adelantaba en el apartado anterior, de cara a su aplicación de manera extendida a todas esas tecnologías quedan pendientes una serie de tareas, que se apuntan en este apartado:

- En el caso de colectores lineales Fresnel se considera necesario trabajar sobre la validación de modelos CFD que permitan el desarrollo de modelos generales válidos para diferentes condiciones de operación y ambientales. Dichos modelos CFD pueden de igual modo participar en el diseño de receptores que permitan reducir las pérdidas de calor al exterior.
- En el caso de receptores de torre central tan sólo se ha desarrollado un modelo aproximado para receptores externos, basado en las propiedades de su recubrimiento selectivo y correlaciones de convección existentes. En el futuro es necesario trabajar

---

sobre el desarrollo y validación de correlaciones de pérdidas de calor para el resto de los diseños.

Adicionalmente, los modelos desarrollados se engloban en una metodología de diseño térmico de colectores que basa sus conclusiones en la introducción de un modelo simplificado de ciclo equivalente (Novikov-Curzon-Ahlborn [26]). Dicho modelo, propuesto por algunos autores para dar un valor aproximado del rendimiento termodinámico de los ciclos actuales, requiere de una calibración más extensa para el conjunto de las tecnologías de colectores y ciclos.

Por otro lado, también se plantea continuar con el desarrollo de la herramienta de cálculo anual mediante la incorporación de:

- Modelos de pérdidas de carga en el sistema para calcular el consumo en bombeo.
- Otros rendimientos que puedan mejorar la aproximación del rendimiento global.
- Modelos para la estimación de factores de limitación tecnológica, como puede ser la temperatura pico alcanzada en el receptor, de modo que se pueda identificar la validez o no del diseño planteado.
- La introducción de costes para poder obtener una conclusión sobre la reducción que podrían producir los diseños planteados.

De los análisis llevados a cabo mediante la aplicación de dichos modelos surgen una serie de ideas que, en algunos casos, ya han sido apuntadas por otros autores y se trabaja ya sobre esas líneas. En otros casos, las ideas apuntadas, por ser novedosas o introducir una parte de novedad en el tratamiento, requieren de un estudio más profundo de cara a ratificar dicha idea. Entre estas ideas aparecen las siguientes:

- La aparición de un rendimiento máximo puede establecer limitaciones a la hora de la operación en futuros diseños de torre. Dichos resultados requieren de correlaciones adecuadas en el caso de receptores externos y el desarrollo de nuevos modelos en otros diseños. Se apunta que el funcionamiento óptimo se correspondería con una distribución de flujo de radiación estrecha en el área del receptor y con valor en el entorno de aquél para el que se alcanza el rendimiento máximo.
- Las diferencias de rendimiento existentes por el uso de distintos HTF y/o flujos de operación.
- La dependencia de las prestaciones de los distintos recubrimientos en función de las condiciones de operación, pudiendo dar lugar a distintas soluciones en función de dichas condiciones.
- La combinación de distintos receptores en una misma planta y/o recubrimientos es una idea ya planteada para algunos casos pero que, en esta tesis, se extiende al caso de torre central.

Se plantea evaluar estas ideas y otras que han sido identificadas en la primera etapa de la metodología mediante el modelo de cálculo anual para verificar su efecto.

## Lista de símbolos del capítulo 6

### Acrónimos

CCP	Colectores Cilindro-parabólicos
CFD	Computational Fluid Dynamics (fluidodinámica computacional)
CLF	Colectores Lineales Fresnel
CTC	Colectores de Torre Central
ET	EuroTrough
HTF	Heat Transfer Fluid (fluido de transferencia de calor)
NREL	National Renewable Energy Laboratories (laboratorios nacionales de energías renovables de EE.UU.)
PTR	Parabolic Trough Receiver (receptor cilíndrico-parabólico)
UT	UltimateTrough

### Símbolos latinos

$A_{ext}$	Área exterior del receptor expuesta a radiación solar ( $m^2$ )
$C_g$	factor de concentración (-)
$c_p$	Capacidad térmica específica a presión constante ( $J/(kg \cdot K)$ )
$L$	Longitud del receptor (m)
$\dot{m}$	Flujo másico del fluido de transferencia ( $kg/s$ )
$\dot{q}_{abs}''$	Flujo de radiación absorbido en la superficie del receptor ( $W/m^2$ )
$T_{ext}$	temperatura exterior (K)
$T_{fe}$	temperatura del fluido de transferencia a la entrada (K)
$T_{ro}$	temperatura de la superficie exterior del receptor (K)
$U_{rec}$	Coeficiente de transmisión de calor al interior ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

### Símbolos griegos

$\varepsilon_{ext}$	emisividad exterior (-)
$\eta$	rendimiento térmico acumulado (-)