

# PROYECTO FIN DE CARRERA

Ingeniería Industrial.

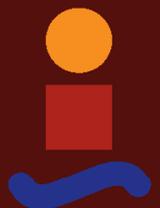
## **Estado del arte de tubos receptores para captadores cilindro- parabólicos. Comparación de modelos estáticos.**

Autor: Irene Llorente Sánchez.

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena.

**Departamento de Ingeniería Energética. Grupo Termotecnia.  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería.  
Universidad de Sevilla.**

Sevilla 2015



# ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	8
1.1 Objetivo.....	8
1.2 Estructura de la memoria .....	8
1.3 Energías renovables .....	9
1.3.1 Energía solar termoeléctrica.....	9
1.4 Clasificación de los sistemas de concentración termosolar .....	10
1.4.1 Disco parabólico.....	11
1.4.2 Sistema de receptor central.....	13
1.4.3 Sistema de Captador cilindro parabólico .....	15
1.4.4 Reflectores Fresnel .....	21
1.5 Comparación de los distintos sistemas termosolares de concentración .....	22
2. CAPTADOR CILINDRO PARABÓLICO .....	25
2.1 Componentes principales .....	27
2.1.1 Reflector.....	27
2.1.2 Tubo absorbente.....	28
2.1.3 Fluido térmico .....	28
2.1.4 Seguimiento Solar .....	29
2.1.5 Cimentación .....	30
2.1.6 Estructura soporte .....	30
2.1.7 Conexión entre partes fijas, móviles y entre colectores.....	31
2.2 Parámetros básicos de CCP.....	32
2.3 Pérdidas de un CCP .....	33
2.3.1 Pérdidas geométricas.....	33
2.3.2 Pérdidas ópticas.....	34
2.3.3 Pérdidas térmicas.....	35
2.4 Últimos avances .....	36
3. SISTEMA HTF .....	39
3.1 Descripción sistema HTF en centrales CCP .....	39
3.2 Tipos de fluidos térmicos .....	39
3.2.1 Aceites.....	40
3.2.2 Sistema agua/vapor .....	41
3.2.3 Sistema de sales fundidas .....	42
3.2.4 Sistema de sodio líquido .....	45

3.3 Comparación sistema DSG vs. HTF .....	46
<b>4. TUBO ABSORBENTE .....</b>	<b>48</b>
4.1 Descripción detallada.....	48
4.2 Estado del arte de componentes.....	49
4.2.1 Cubierta de vidrio .....	49
4.2.2 Tubo metálico central .....	49
4.2.3 Soldadura vidrio-metal y dilatador .....	50
4.2.4 Recubrimiento .....	50
4.2.5 Getter .....	51
4.3 Operación y Mantenimiento.....	51
4.4 Fabricantes.....	52
4.5 Últimos avances .....	55
4.6 Modelo Matemático .....	57
4.6.1 Modelo unidimensional de balance de energía .....	59
4.6.2 Modelo bidimensional de balance de energía.....	75
4.6.3 Supuestos y simplificaciones .....	78
<b>5. SIMULACION.....</b>	<b>81</b>
5.1 Códigos EES .....	81
5.2 Códigos EES modelo unidimensional .....	81
5.2.1 Propiedades del fluido térmico.....	82
5.2.2 Datos de entrada .....	82
5.3 Códigos EES del modelo bidimensional .....	83
5.4 Comparación entre el modelo unidimensional y bidimensional .....	84
5.5 Diseño y Estudios de parámetros .....	87
5.5.1 Material del tubo absorbedor.....	87
5.5.2 Recubrimiento selectivo .....	89
5.5.3 Velocidad del viento .....	92
5.5.4 Espejo reflectante .....	94
5.5.5 Ángulo solar de incidencia .....	96
5.5.6 Radiación incidente solar.....	99
5.5.7 Caudal de fluido térmico.....	101
5.5.8 Tipo de fluido térmico.....	103
5.5.9 Diámetro externo del vidrio envolvente.....	106
<b>6. CONCLUSIONES .....</b>	<b>108</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>111</b>

---

A. Códigos EES del Modelo unidimensional .....	111
B. Códigos EES del Modelo bidimensional .....	116
<i>BIBLIOGRAFIA</i> .....	<i>121</i>

# ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Fig. 1.1: Colector solar de disco parabólico con motor Stirling.....</i>	<i>12</i>
<i>Fig. 1.2: Concentrador disco parabólico.....</i>	<i>12</i>
<i>Fig. 1.3: Helióstato de vidrio-metal de 90 m<sup>2</sup> de superficie-reflexiva.....</i>	<i>14</i>
<i>Fig. 1.4: Planta de torre central.....</i>	<i>14</i>
<i>Fig. 1.5: Central energética termosolar con campo de CCP.....</i>	<i>15</i>
<i>Fig. 1.6: Vista de un campo típico de captadores cilíndricos parabólicos.....</i>	<i>17</i>
<i>Fig. 1.7: Esquemas de funcionamiento en plantas de colectores parabólicos usando distintos fluidos térmicos.....</i>	<i>18</i>
<i>Fig. 1.8: Tanque de almacenamiento de sales.....</i>	<i>19</i>
<i>Fig. 1.9: Sistema de seguimiento solar de un CCP.....</i>	<i>19</i>
<i>Fig. 1.10: Esquema básico de un ciclo de Rankine.....</i>	<i>20</i>
<i>Fig. 1.11: Concentrador lineal tipo Fresnel.....</i>	<i>21</i>
<i>Fig. 2.1: Colector cilindro-parabólico.....</i>	<i>25</i>
<i>Fig. 2.2: Captadores cilindro-parabólicos en azotea.....</i>	<i>26</i>
<i>Fig. 2.3: Principio de funcionamiento de un colector cilindro-parabólico.....</i>	<i>26</i>
<i>Fig. 2.4: Partes de un captador cilindro parabólico.....</i>	<i>27</i>
<i>Fig. 2.5: Seguimiento solar de un solo eje (izq.: Este-Oeste, dcha.: Norte-Sur).....</i>	<i>30</i>
<i>Fig. 2.6: Cimentaciones de colectores cilíndrico-parabólicos.....</i>	<i>30</i>
<i>Fig. 2.7: Vista de la estructura del captador EUROROUGH en posición de abatimiento.....</i>	<i>31</i>
<i>Fig. 2.8: Parámetros de un CCP.....</i>	<i>32</i>
<i>Fig. 2.9: Pérdidas geométricas debidas a sombras entre filas paralelas.....</i>	<i>34</i>
<i>Fig. 2.10: Pérdidas ópticas de un CCP.....</i>	<i>35</i>
<i>Fig. 4.1: Perfil del receptor.....</i>	<i>48</i>
<i>Fig. 4.2: Esquema de los componentes de un tubo absorbente.....</i>	<i>49</i>
<i>Fig. 4.3: Corte transversal de un dilatador de un tubo Schott.....</i>	<i>50</i>
<i>Fig. 4.4: Disposición de las capas de un tubo receptor.....</i>	<i>51</i>
<i>Fig. 4.5: Tubo absorbente (SCHOTT SOLAR y SOLEL).....</i>	<i>52</i>
<i>Fig. 4.6: Cápsula que envuelve el gas noble y láser que la abre.....</i>	<i>57</i>
<i>Fig. 4.7: Agujero correspondiente en la cápsula de gas.....</i>	<i>57</i>
<i>Fig. 4.8: a) Balance unidimensional de energía en estado estacionario y b) modelo de resistencia térmica para una sección transversal de un tubo absorbedor.....</i>	<i>61</i>
<i>Fig. 4.9: Esquema de modelo de transferencia de calor 2D.....</i>	<i>77</i>

---

<i>Fig. 5.1: Tabla paramétrica del modelo 1D sacada del programa EES .....</i>	<i>83</i>
<i>Fig. 5.2: Tabla paramétrica del modelo 2D sacada del programa EES .....</i>	<i>84</i>
<i>Fig. 5.3: Comparación modelos 1D y 2D.....</i>	<i>85</i>
<i>Fig. 5.4: Comparación de ganancias, pérdidas y eficiencia de los dos modelos .....</i>	<i>86</i>
<i>Fig. 5.5 Comparación de eficiencia y pérdidas para distintos materiales del tubo metálico .....</i>	<i>89</i>
<i>Fig. 5.6: Comparación de eficiencia y pérdidas para distintos recubrimientos selectivos .....</i>	<i>91</i>
<i>Fig. 5.7: Flujos de energía para distintos recubrimientos selectivos.....</i>	<i>92</i>
<i>Fig. 5.8: Eficiencia y pérdidas para distintas velocidades del viento.....</i>	<i>93</i>
<i>Fig. 5.9: Flujos de energía para distintas reflectividades del espejo colector. ....</i>	<i>94</i>
<i>Fig. 5.10: Comparación de eficiencia y pérdidas para distintas reflectividades.....</i>	<i>96</i>
<i>Fig. 5.11: Flujos de energía para distintos ángulo de incidencia solar.....</i>	<i>97</i>
<i>Fig. 5.12: Comparación de eficiencia y pérdidas para distintos ángulos de incidencia .....</i>	<i>98</i>
<i>Fig. 5.13: Eficiencia para distintos tipos de tubo metálico.....</i>	<i>99</i>
<i>Fig. 5.14: Eficiencia y pérdidas para distintas radiaciones solares .....</i>	<i>101</i>
<i>Fig. 5.15: Eficiencia y pérdidas para distintos caudales de fluido térmico.....</i>	<i>103</i>
<i>Fig. 5.16: Eficiencia y pérdidas para distintos fluidos térmicos.....</i>	<i>105</i>
<i>Fig. 5.17: Eficiencia y pérdidas para distintos fluidos térmicos.....</i>	<i>107</i>

# ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1.1: Ventajas e inconvenientes de los distintos tipos de sistemas de concentración solar</i>	24
<i>Tabla 3.1 Principales fluidos térmico HTF</i>	40
<i>Tabla 3.2: Características de las sales de nitrato utilizadas en aplicaciones solares.</i>	44
<i>Tabla 3.3: Ventajas e inconvenientes de los fluidos de transferencia de calor.</i>	46
<i>Tabla 4.1: Características funcionales de tubos de nuevos fabricantes.</i>	54
<i>Tabla 4.2 Flujos de calor que aparece en el balance de energía.</i>	62
<i>Tabla 4.3: Propiedades de los gases que aparecen en la corona en vacío.</i>	66
<i>Tabla 4.4: Términos para estimar la eficiencia óptica eficaz</i>	71
<i>Tabla 4.5: propiedades de los distintos recubrimientos selectivos</i>	72
<i>Tabla 4.6: ecuaciones para el cálculo de la emisividad del recubrimiento selectivo</i>	72
<i>Tabla 5.1: Eficiencia para distintos tipos de tubo metálico.</i>	88
<i>Tabla 5.2: Pérdidas para distintos tipos de tubo metálico.</i>	88
<i>Tabla 5.3: Eficiencia para distintos tipos de recubrimiento selectivo</i>	90
<i>Tabla 5.4: Pérdidas para distintos tipos de recubrimiento selectivo.</i>	90
<i>Tabla 5.5: Ganancias y pérdidas para distintos tipos de recubrimiento selectivo</i>	91
<i>Tabla 5.6: Eficiencia para distintas velocidades del viento</i>	92
<i>Tabla 5.7: Pérdidas para distintas velocidades del viento</i>	93
<i>Tabla 5.8: Ganancias y pérdidas para distintas relectividades del colector.</i>	94
<i>Tabla 5.9: Eficiencia para distintas reflectividades del colector</i>	95
<i>Tabla 5.10: Pérdidas para distintas reflectividades del colector.</i>	95
<i>Tabla 5.11: Ganancias y pérdidas para distintos ángulos de incidencia solar</i>	96
<i>Tabla 5.12: Eficiencia para distintos ángulos de incidencia solar</i>	97
<i>Tabla 5.13: Pérdidas para distintos ángulos de incidencia solar</i>	98
<i>Tabla 5.14: Ganancias y pérdidas para distintas radiaciones solares.</i>	99
<i>Tabla 5.15 Eficiencia para distintos tipos de tubo metálico.</i>	100
<i>Tabla 5.16: Eficiencia para distintos tipos de tubo metálico.</i>	100
<i>Tabla 5.17 Eficiencia para distintos caudales de fluido térmico</i>	102
<i>Tabla 5.18 Pérdidas para distintos caudales de fluido térmico</i>	102
<i>Tabla 5.19 Eficiencia para distintos tipos de fluido térmico.</i>	104
<i>Tabla 5.20 Eficiencia para distintos tipos de fluido térmico.</i>	104
<i>Tabla 5.21: Eficiencia y pérdidas para distintos diámetros de vidrio envolvente</i>	106

---

*Tabla 5.22 Eficiencia y pérdidas para distintos diámetro de vidrio envolvente ..... 107*

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1 Objetivo

El objetivo principal de este proyecto es conocer en profundidad el estado del arte de los tubos receptores debido a que es un tema que está en continuo desarrollo y por último simular, utilizando el programa EES (Engineering Equation Solver), un tubo absorbente para captadores CCP (Captador Cilindro Parabólico). Se pretende así obtener información relevante sobre las pérdidas térmicas y eficiencia del tubo receptor en función del valor que alcanza la temperatura del fluido térmico.

Para hacer este estudio se variarán distintos parámetros que puedan influir en una posible mejora de la eficiencia de dichos tubos. De este modo, la simulación del tubo se hará variando el tipo de fluido térmico, el material del tubo metálico que capta la energía térmica para transferirla al fluido, el material del recubrimiento selectivo que envuelve este tubo metálico para minimizar pérdidas térmicas y el efecto del viento entre otros. A continuación, se explicará en los primeros capítulos la base teórica, donde se incluye el estado del arte, para entender el modelo matemático. Por último se llevará a cabo la simulación.

## 1.2 Estructura de la memoria

El contenido de este proyecto se encuentra dividido en 7 capítulos, el *primero* de ellos constituido por la presente introducción, en el que se explica a modo resumen el uso de la energía termoeléctrica y las distintas tecnologías que están desarrollándose en la actualidad.

El *capítulo 2* se centra en el captador cilindro parabólico y sus componentes y características más importantes.

En el *capítulo 3* se hace una descripción de la tecnología HTF (Heat Transfer Fluid) así como de los Fluidos caloportadores que se usan hoy día y se hace una comparación con otra de las tecnologías más importantes que se aplican en plantas termosolares, la tecnología DGS (Direct Generation Stream) o GDV (Generación Directa de Vapor).

En el *capítulo 4* se lleva a cabo la descripción detallada de los componentes del tubo absorbente y se especifica su modelo matemático basado en los flujos de energía térmica que se dan a través de las distintas capas en las que hay transferencia de calor, desde el fluido térmico que circula por el interior del tubo hasta el aire atmosférico al que está expuesto.

El *capítulo 5* contiene los resultados de la simulación del modelo con el programa de cálculo EES (Engineering Equation Solver) muy usado en Ingeniería para resolver grandes sistemas de ecuaciones o procesos iterativos.

Por último, en el *capítulo 6* se enuncia las principales conclusiones de los resultados obtenidos en los capítulos anteriores.

## 1.3 Energías renovables

Las energías renovables son aquellas basadas en el aprovechamiento de la energía limpia como son el Sol, aire o los océanos y ríos. Sus características principales son:

- Ofrecen sostenibilidad, ya que no se agotan.
- Bajo impacto ambiental.
- Proporcionan a los países autosuficiencia energética y tecnológica.
- Disponibilidad variable, y a veces difícil de pronosticar, al depender de los factores climatológicos.
- Actualmente no son capaces de sustituir totalmente a los combustibles fósiles.

### 1.3.1 Energía solar termoeléctrica

La energía solar termoeléctrica agrupa un conjunto de tecnologías diferenciadas donde la fuente primaria es la radiación solar a partir de la cual se obtiene energía térmica. Esa energía térmica se transforma en energía mecánica y ésta, posteriormente, en energía eléctrica.

Existe una gran variedad de soluciones para conseguir el mismo fin aunque todas se basan en redireccionar la radiación solar, que llega a lo largo de un día, alrededor de un punto o una línea para conseguir altas temperaturas en el fluido que se calienta al pasar por el foco de calor. Así pues, los equipos comunes de las centrales termosolares de concentración son:

- Sistema de redirección de radiación solar.
- Fluido de trabajo.
- Sistema de transferencia de calor al fluido de trabajo.
- Compresores o bombas para aumentar la presión al inicio del ciclo.
- Turbina donde se expande el fluido de trabajo.

Opcionalmente, muchas soluciones pueden tener también un sistema de recuperación de calor como economizadores o intercambiadores de calor a la salida de la turbina para precalentar el fluido entrante en el sistema de absorción de radiación y de esta forma aumentar el rendimiento total del ciclo termodinámico utilizado para el proceso.

Además, como la radiación solar es totalmente variable a lo largo del tiempo dentro de un mismo día pero también a lo largo de un año entero de funcionamiento, para determinadas plantas se utilizan sistemas de almacenamiento de energía que permiten aumentar la regularidad en la producción eléctrica pudiendo absorber pequeños transitorios (por ejemplo, nubes) dentro de un mismo día sin necesidad de tener que recurrir a apoyos fósiles.

Otro aspecto importante es la capacidad que deben de tener de seguir la trayectoria del sol en las medidas de sus posibilidades a lo largo del día y a veces incluso del año.

Por último, la Tecnología Solar Térmica presenta ventajas importantes entre las que cabe destacar:

- Amplia cantidad y distribución del recurso solar.
- Su madurez tecnológica
- Capacidad para producir electricidad de forma gestionable mediante el uso de sistemas de almacenamiento térmico.
- Contribuir a la creación de un sistema español de generación eléctrico distribuido, minimizando así, los costes en el transporte y por tanto, consumos energéticos.
- Las perspectivas de costes del barril de petróleo y de agotamiento de los combustibles fósiles.
- La contribución a la reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub>.

## 1.4 Clasificación de los sistemas de concentración termosolar

Las plantas de concentración solar han sido usadas desde hace más de 100 años. Inicialmente, las plantas de concentración solar fueron usadas en pequeña escala en aplicaciones mecánico-térmicas, con producciones de potencia de 100 kW, principalmente para el bombeo de agua. Sólo después de la crisis de la energía en 1973 tuvieron la idea de implantarlas a gran escala. Empezando a finales de los ochenta a construir plantas solares de generación eléctrica (SEGS), nueve plantas se pusieron en marcha en el desierto Mojave de sur de California. Estas SEGS tienen un rango de producción desde 30 MW a 80MW y un total de 354 MW potencia pico. Son capaces de suministrar electricidad a más de 300.000 habitantes al año.

Durante años una combinación de problemas de operación, el alto coste del colector y el bajo coste del petróleo ha restringido el crecimiento de las plantas de recepción solar. Con las mejoras recientes en materiales, propiedades ópticas, estructuras y controles – junto con la actual conciencia en la sociedad de la importancia que tienen las energías renovables y la subida del petróleo – las plantas termoeléctricas se han convertido en la opción más viable para la generación de electricidad a gran escala.

De forma general, se puede hacer una clasificación de los colectores en función del aprovechamiento solar. Entre ellos están los que pueden funcionar con energía solar global y los colectores que únicamente funcionan con radiación solar directa, y que necesitan un sistema de seguimiento del recorrido del Sol a lo largo del día. A su vez, estos últimos colectores “seguidores” se subdividen según los grados de libertad que tenga el seguimiento solar.

Los que disponen de un único grado de libertad (absorbedores tubulares) y los que disponen de dos grados de libertad (absorbedores puntuales).

- Concentración puntual: en ellas se realiza un seguimiento solar en dos ejes. Este seguimiento, tiene el objetivo de orientar los espejos expuestos a la radiación solar hacía un mismo punto, con el fin de alcanzar elevadas temperaturas.
- Concentración lineal (tubular): en este tipo de plantas termosolares el seguimiento solar se realiza en un solo eje. En este caso, la radiación se concentra en un receptor lineal situado por encima del espejo. Las temperaturas que se pueden alcanzar en ellas son menores que en las de tipo puntual al tener un menor grado de libertad de seguimiento solar.

De esta forma, se pueden diferenciar cuatro tipos de plantas termosolares en función de si el seguimiento se realiza mediante uno o dos ejes.

Las dos principales tecnologías que usan seguimiento en un eje son:

- Plantas de concentrador cilindro-parabólico (CCP).
- Plantas termosolares Fresnel.

Las tecnologías que usan seguimiento en dos ejes son:

- Discos parabólicos (DP).
- Central de torre.

A día de hoy no existe una supremacía clara de unas frente a otras aunque sí se puede decir que las plantas de concentrador cilindro-parabólico son las que más desarrolladas están en estos momentos.

En los siguientes párrafos se detallan cada una de las tipologías junto a la comparativa de ventajas e inconvenientes de los distintos sistemas.

### 1.4.1 Disco parabólico

Los Discos Parabólicos (DP) se encuentran en la fase de desarrollo para plantas de largo alcance, pues son una tecnología que da buenos y elevados resultados en la temperatura que logran, así como en la razón de concentración.

Esta tecnología consiste en un espejo parabólico que concentra la luz solar en un bloque situado en el foco de la parábola. Dicho bloque está formado por un motor Stirling y un transformador, por lo que cada disco compone un módulo independiente en el que se genera directamente electricidad a partir de la luz solar. Esto hace que la forma de explotar este tipo de plantas sea muy parecida a las de placas fotovoltaicas.



*Fig. 1.1: Colector solar de disco parabólico con motor Stirling.*

A continuación, se describen los principales componentes:

- **Concentrador:** Las dimensiones de este componente dependen de la potencia de diseño. Formado por una superficie cóncava cubierta por espejos de vidrio, por espejos delgados o bien por polímeros metalizados de primera superficie soportados sobre una estructura de fibra de vidrio. Los diámetros típicos desarrollados hasta ahora han oscilado entre 7 y 17 metros en los más recientes.



*Fig. 1.2: Concentrador disco parabólico.*

- **Receptor:** Es el encargado de transmitir al fluido la energía térmica producida por la radiación solar. Y ésta, a su vez, se transmite al sistema de generación. Los receptores que se usan comúnmente son receptores de cavidad.
- **Sistema de generación de energía eléctrica:** Es el sistema encargado de convertir la energía térmica del fluido a potencia eléctrica. Esta transformación está ligada a un ciclo termodinámico. Normalmente un ciclo Stirling, aunque gracias al desarrollo de pequeñas turbinas de gas se están empezando a utilizar ciclos Brayton de aire. El principio básico de funcionamiento del motor ideado por Stirling es calentar y enfriar un medio de trabajo, ya sea aire (el más habitual), helio, hidrógeno o incluso alguna clase de líquido (como sales fundidas). Al calentar el medio de trabajo, conseguiremos que incremente su volumen, y entonces se aprovechará ese movimiento para desplazar una parte del motor. Posteriormente, se enfría de nuevo dicho medio, reduciendo su volumen y consiguiendo que el motor vuelva a la posición inicial, generándose así energía mecánica. Esta energía mecánica hace mover el eje del motor, donde hay un generador el cual transforma esa energía mecánica en energía eléctrica.

La ausencia de fluidos circulantes, la simplicidad técnica, el alto grado de automatización y su altísimo rendimiento (se alcanzan factores de concentración mayores de 3000:1, por lo que transforma más del 25% de la radiación incidente en energía eléctrica), hacen de las centrales de disco parabólico las que presentan un futuro más prometedor.

Sin embargo, la complicada geometría del espejo y la necesidad de un motor por cada uno de ellos, hace difícil la implantación de esta tecnología a gran escala.

### 1.4.2 Sistema de receptor central

El objetivo que busca esta tecnología es lograr una capacidad de concentración de la radiación solar muy elevada y con ello alcanzar temperaturas mayores de operación (pudiendo superar los 1000 °C) que lleven a poder alcanzar un mayor rendimiento global de la instalación.

Algunos atractivos de esta tipología son la capacidad para almacenar energía térmica eficientemente o la capacidad de hibridación, basada en quemar combustible fósil con unas restricciones determinadas con el mismo objeto que tiene el almacenamiento térmico, aumentar la estabilidad de la producción eléctrica. Por tanto, se debe contar con un sistema de bombeo que eleve el caudal de sales hasta una altura que puede variar entre los 100 y 200 metros, según su potencia nominal. Actualmente, existen diseños capaces de recuperar la energía de bombeo del fluido situando una turbina en la bajada. Así se logra solucionar un importante escollo y aumentar significativamente el rendimiento global de la planta.

Los principales componentes de una central termosolar de torre son:

- **El sistema de concentración:** La función los espejos es seguir la trayectoria del Sol en dos ejes, es decir, uno para la inclinación y otro para el giro en un plano paralelo al

suelo. El heliostato es, junto con el receptor, uno de los componentes que representa mayor importancia dentro del sistema, llegando a suponer hasta un 60% del coste total de la parte solar. Está compuesto básicamente por una superficie reflectante (espejos de vidrio), además de una estructura soporte, mecanismos de movimiento y un sistema de control.

Existen de varias dimensiones, aunque se tiende a los heliostatos más pequeños, pues suponen una simplificación y abaratamiento en los procesos de transporte, instalación y puesta en servicio.



*Fig. 1.3: Heliostato de vidrio-metal de 90 m<sup>2</sup> de superficie-reflexiva.*

- **La torre:** La función de la torre es la de servir de soporte al receptor, que normalmente debe situarse a una cierta altura (100-200 metros) sobre el nivel del campo de heliostatos para reducir las sombras y bloqueos entre estos. Hasta hoy, las torres construidas han sido de estructuras metálicas o de hormigón.



*Fig. 1.4: Planta de torre central.*

- **El receptor:** Es el dispositivo donde se produce la conversión de la radiación solar concentrada, en energía térmica. El fluido que circula por el receptor absorbe la radiación solar altamente concentrada y la convierte en energía térmica para ser utilizada en la generación de vapor, que pone en funcionamiento la turbina, y produce, de esta manera, electricidad.

- **El sistema de almacenamiento:** se encarga de suministrar potencia térmica al fluido de trabajo en momentos en los que la contribución solar es menor de la mínima. Hoy día ninguno es capaz de proporcionar una autonomía mayor de 15 horas. Los sistemas más utilizados se basan en sales fundidas.

Una de las principales ventajas de los Sistemas de Torre es que son idóneos para producir a gran escala al igual que los CCP, pues la elevada razón de concentración y las altas temperaturas a las que se llegan son perfectas para generar electricidad.

### 1.4.3 Sistema de Captador cilindro parabólico

La planta con sistema captador cilindro parabólico, denominado mediante las siglas CCP, debe su nombre a uno de sus componentes principales, la superficie reflectante cilindro-parabólica que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo absorbente colocado en la línea focal de la parábola. Esta radiación concentrada sobre el tubo absorbente hace que, el fluido que circula por su interior se caliente, transformando de esta forma la radiación solar en energía térmica. Los valores usuales del flujo de radiación sobre el absorbente de un CCP están alrededor de  $950 \text{ W/m}^2$ , pudiendo operar eficientemente hasta temperaturas del orden de  $450^\circ\text{C}$ . La siguiente figura muestra un sistema CCP típico y el mecanismo de concentración y transformación de la radiación solar en este tipo de captador solar.

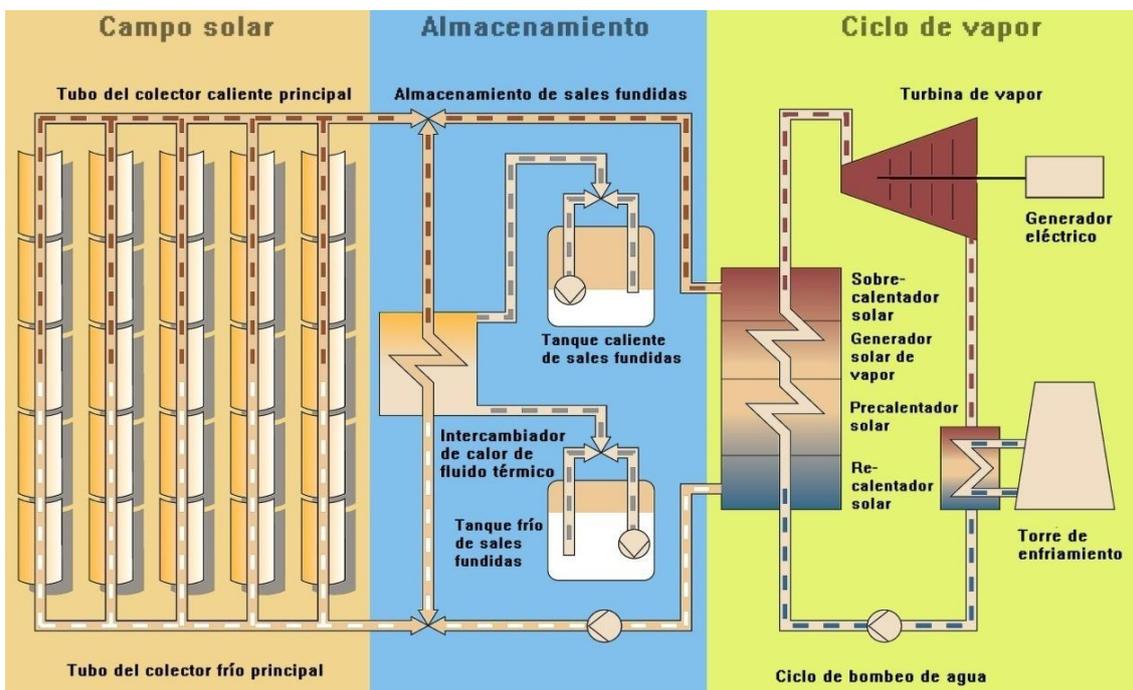


Fig. 1.5: Central energética termosolar con campo de CCP

El tipo de fluido de trabajo que se utiliza en los CCP depende de la temperatura a la que se desee calentar. Si las temperaturas que se desean son moderadas ( $<200^\circ\text{C}$ ), se puede utilizar agua desmineralizada o Etilenglicol como fluidos de trabajo. En cambio, aquellas aplicaciones donde se desean temperaturas más altas ( $200^\circ\text{C} < T < 450^\circ\text{C}$ ), se utiliza un aceite sintético compuesto por difenileter ( $\text{C}_6\text{H}_5)_2\text{O}$  en un 75% y por bifenilo (hidrocarburo aromático con una

fórmula molecular  $C_{12}H_{10}$  ) en un 25%. Este último hidrocarburo puede provocar problemas a alta temperatura por su riesgo de explosión, por lo que el control de su temperatura constituye un parámetro de seguridad en la central, limitándose por tanto la temperatura máxima de trabajo en estas centrales a 390°C.

Los Colectores Cilíndricos Parabólicos (CCP) constituyen una tecnología ampliamente desarrollada y probada a corto plazo que se usa actualmente en grandes plantas para generar electricidad, ya que su eficiencia termodinámica es muy buena. El hecho de que el sistema de seguimiento solar sólo sea a un eje, y por ella reciba algo menos de radiación que los receptores puntuales, implica menos costos mecánicamente hablando, por ejemplo en la reducción de tuberías pasivas, y de sus consecuentes pérdidas térmicas.

En conclusión, el CCP es el colector más idóneo. Y ello se debe a que es la tecnología más desarrollada y de la que existe mayor experiencia real. Además de que las temperaturas máximas que puede alcanzar, son suficientes para el trabajo que se desea sin degradar el fluido de transferencia.

Las superficies interiores de los receptores cilíndricos suelen considerarse adiabáticas ya que no se intercambia radiación con el ambiente y la estructura suele estar lo bastante cerrada como para que se puedan despreciar las pérdidas convectivas en esa región.

Aunque en principio pueda parecer contra-intuitivo, no interesa alcanzar la mayor temperatura posible en el receptor a toda costa. Ya que el receptor tendrá pérdidas por emisión infrarroja al exterior según la ley de Stefan-Boltzman. Esto conlleva que las pérdidas por radiación en el receptor aumenten con la cuarta potencia de la temperatura en el mismo. Esto nos lleva a una situación en la que por un lado nos interesa tener bajas temperaturas en el receptor para evitar pérdidas, pero nos interesan altas temperaturas en el ciclo de potencia para aumentar el rendimiento. Es por ello que, habrá una temperatura óptima a la cual alcanzaremos la mayor eficiencia en nuestra instalación.

A continuación, se explican los sistemas básicos de los que se compone una central termosolar de este tipo:

- **Campo de captadores:** Un campo típico de CCP está compuesto por filas paralelas de éstos. Cada fila, a su vez, está compuesta por varios captadores conectados en serie de manera que el fluido de trabajo que circula por los tubos absorbentes es calentado conforme circula desde la entrada a la salida de cada fila. El número de captadores por fila está determinado por el salto de temperatura requerido bajo las condiciones de diseño. La potencia total requerida queda fijada con el número de filas que se colocan en paralelo. Generalmente, el campo de colectores solares está diseñado para solicitar suficiente calor de entrada y aumentar la temperatura del fluido térmico alrededor de 400°C – suficientemente alta para generar vapor sobrecalentado que siga un ciclo termodinámico Rankine. La temperatura de salida se mantiene por la velocidad del caudal de fluido térmico y el almacenamiento térmico (si existe).

Cada captador está compuesto por diferentes partes de las que se hablará en el siguiente capítulo.



*Fig. 1.6: Vista de un campo típico de captadores cilindro-parabólicos.*

- **Sistema de almacenamiento térmico:** Uno de los principales inconvenientes en las plantas solares es la variabilidad de la insolación, pero además de esta limitación, en el caso de los CCP se suma que éstos tan sólo aprovechan la radiación solar directa, por lo que necesitan de días claros sin nubes. Si se desea producción de electricidad durante periodos en los que no hay radiación solar directa, será necesario un sistema de almacenamiento que guarde parte de la energía térmica suministrada por los captadores solares durante las horas de sol, para cederla en aquellos momentos en los que no hay radiación solar directa, desacoplando el campo solar del ciclo de vapor.

En un principio, se podría optar por el almacenamiento de agua caliente como los utilizados en los sistemas solares de baja temperatura (captadores solares planos), pero este sistema no es adecuado para los sistemas de media temperatura, debido a que la alta presión que habría en el tanque de almacenamiento lo encarece excesivamente. Por este motivo, los sistemas de almacenamiento para el rango de media temperatura utilizan un medio de almacenamiento diferente.

Los objetivos de un buen almacenamiento térmico en una central termosolar son, entre otros:

- Almacenamiento de energía en condiciones climatológicas transitorias.
- Aumento del factor de capacidad de la planta.
- Producción de la electricidad más distribuida.
- Estabilidad mecánica y química del material almacenado.
- Buena transferencia de calor entre el fluido caloportador y el fluido de transferencia térmico.
- Bajas pérdidas térmicas.

- Facilitar el control de la planta.

Dentro de esta tecnología cabe destacar el **almacenamiento de sales fundidas**. Este tipo de almacenamiento tiene dos tanques aislados térmicamente (tanque caliente y tanque frío) de tal manera que el volumen de cada uno sea tal que pueda contener la totalidad del fluido de trabajo. En este caso, se puede trabajar a alta temperatura y a presión atmosférica o más elevada que ésta.

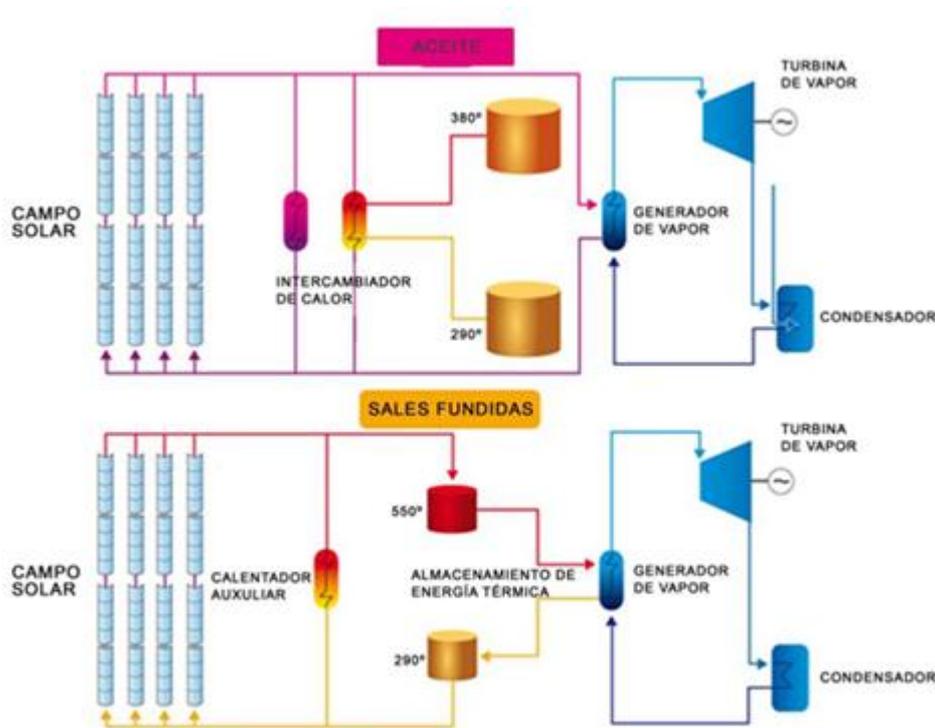


Fig. 1.7: Esquemas de funcionamiento en plantas de colectores parabólicos usando distintos fluidos térmicos

El tanque caliente se carga, llenándose con el fluido de almacenamiento que es la sal fundida, calentada por el fluido térmico que llega a alta temperatura desde el campo solar, quedándose el tanque frío vacío. La descarga del tanque caliente se produce y se extrae el calor en el generador de vapor y una vez enfriado se envía al tanque frío siguiendo el proceso en sentido inverso. Este tipo de almacenamiento es imprescindible cuando se utilizan sales fundidas, debido a que éstas tienen una conductividad térmica elevada comparada con otros fluidos de almacenamiento.

Si el fluido térmico es aceite, el sistema de almacenamiento requiere de un intercambiador de calor aceite/sales. El equipo más económico es un intercambiador convencional de diseño de carcasa y tubos.



Fig. 1.8: Tanque de almacenamiento de sales.

- **Sistema de seguimiento solar:** Los CCP sólo pueden aprovechar la radiación solar directa lo que exige que el colector vaya modificando su posición durante el día. Este movimiento se consigue mediante el giro alrededor de un eje paralelo a su línea focal.

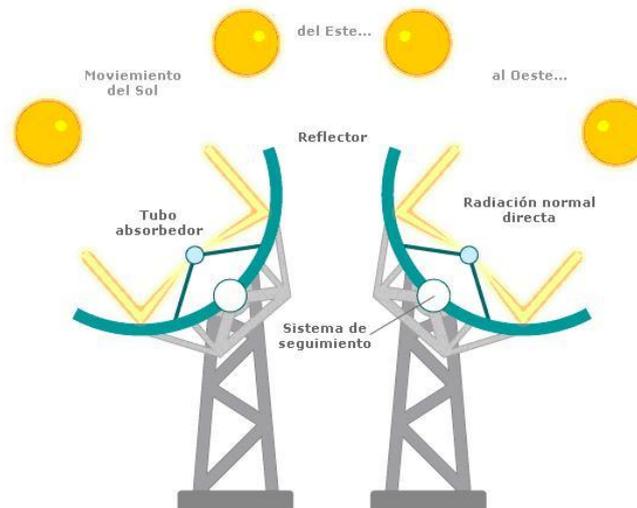


Fig. 1.9: Sistema de seguimiento solar de un CCP

- **Generador de vapor:** El generador de vapor es el componente donde la energía térmica suministrada por el sistema solar es cedida a un circuito agua/vapor. De este modo se produce el vapor necesario para alimentar a la turbina. Por lo tanto, el generador de vapor enlaza el sistema solar (campo de captadores y sistema de almacenamiento) y el ciclo de vapor.
- **Caldera auxiliar de combustión fósil:** Las centrales termosolares que disponen de esta combustión auxiliar son denominadas *híbridas*. Es un componente complementario al sistema de almacenamiento que es capaz de producir energía en periodos de baja radiación.
- **Depósito de expansión:** En una planta termoeléctrica se hace necesario la implantación de un sistema que absorba las contracciones y dilataciones del fluido de transferencia empleado debido a los cambios que sufre la densidad al operar en un rango de temperaturas tan amplio. El depósito de expansión sirve para que el fluido pueda contraerse ante una bajada de temperaturas por debajo de la temperatura de

operación o dilatar ante una subida de temperaturas, además de funcionar como amortiguador de la temperatura de entrada al campo solar.

- **Sistema de Conversión de Potencia:** El sistema de conversión de potencia, que se conoce internacionalmente con las siglas PCS (Power Conversion System), es donde tiene lugar el aprovechamiento de la energía térmica suministrada por el sistema solar. La configuración del PCS depende del tipo de proceso industrial al cual se acopla el campo solar, por lo que puede variar sustancialmente de una instalación a otra. En este tipo de plantas el ciclo de potencia que se utiliza es el ciclo de Rankine o de Vapor.

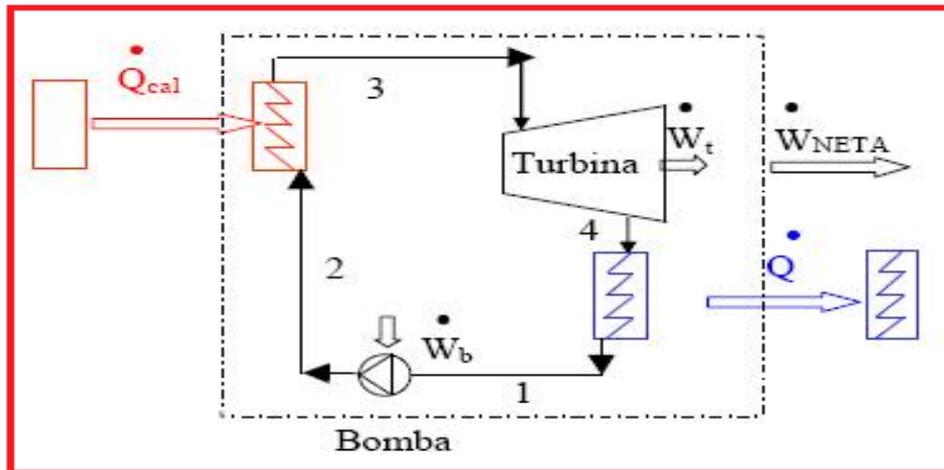


Fig. 1.10: Esquema básico de un ciclo de Rankine.

El agua pasa en primer lugar por el generador de vapor donde recibe el aporte de energía térmica al ciclo de potencia, que provoca su evaporación y sobrecalentamiento. Posteriormente el vapor producido se dirige hacia la turbina de vapor donde se expande transformándose la energía térmica en mecánica, que se usará para mover el generador eléctrico. A la salida de la turbina se extrae el calor residual del ciclo en el condensador, produciendo de nuevo el paso a fase líquida del agua, que a continuación se dirige a una bomba encargada de aumentar su presión hasta la necesaria para vencer las pérdidas de carga en el generador y disponer a la turbina de la presión requerida en su entrada. El rendimiento del ciclo Rankine para las propiedades de operación de una planta CCP suele encontrarse en torno al 40%.

El circuito de vapor se purgará de manera continua para evitar la acumulación de sales disueltas y lodos. La entrada de agua al sistema estará constituida por condensados de retorno del ciclo y agua de aporte proveniente de una planta de tratamiento de agua.

Para los periodos transitorios, en que los colectores no proporcionen todo el calor necesario, por ejemplo por el paso de nubes, se dispondrá de un almacenamiento térmico suficiente para cubrir dichos transitorios.

Además se podría disponer de una caldera de gas que será capaz de suministrar vapor a la turbina. La energía eléctrica asociada al consumo de gas en cómputo anual ha de ser como máximo el 15% del total producido según el RD 661/2007.

#### 1.4.4 Reflectores Fresnel

Esta tecnología emplea espejos planos o ligeramente curvados para así concentrar la radiación solar en un tubo receptor colocado sobre varias hileras de estos espejos por el que circula el fluido caloportador. Con esta disposición longitudinal, sólo es necesario habilitar la rotación de los espejos sobre un único eje.

Las plantas termosolares con tecnología Fresnel se basan al igual que las demás en calentar un fluido para poder generar vapor y expandirlo en una turbina produciendo de esta forma energía eléctrica.

Los elementos principales de una planta de captadores lineales Fresnel son:

- **Espejos:** Están formados por largas filas paralelas de espejos de anchura relativamente pequeña que pueden girar alrededor de su eje longitudinal. Estos espejos, que pueden ser planos o estar curvados ligeramente, concentran la radiación solar sobre un receptor central fijo suspendido a una cierta altura.
- **Tubo absorbente:** A diferencia de la tecnología cilindro-parabólica, el tubo absorbente de Fresnel permanece inmóvil y fijado a una cierta altura de los helióstatos, esto lo hace más económico. Una de sus principales características es que alcanza temperaturas mucho menores que en los cilindro-parabólicos, por lo que sus exigencias técnicas también son menores. Por ello se puede prescindir de elementos costosos como el recubrimiento selectivo y el vidrio envolvente. Estos sistemas son adecuados para la generación directa de vapor, pero están limitados en cuanto a la temperatura y presión alcanzada, por lo que el rendimiento energético es bajo. Estos tipos de sistemas termoeléctricos operan bajo temperaturas de 250-270 °C y presiones de 39-45 bar. El tubo absorbente es uno de los elementos que más inversiones en I+D se están realizando para llegar a perfeccionar y mejorar en costes y rendimientos energéticos los sistemas de colector de tecnología Fresnel.



*Fig. 1.11: Concentrador lineal tipo Fresnel.*

Esta tecnología cuenta con mayores investigaciones cada año al presentar un gran potencial de desarrollo, las ventajas más destacables son:

- Los concentradores se instalan a nivel del suelo, reduciendo la carga del viento y facilitando su limpieza y mantenimiento.
- No presentan emisiones de CO<sub>2</sub> y el requerimiento de agua es bajo (al refrigerarse por aire).
- El material utilizado en los reflectores son espejos de vidrio, por lo tanto su materia prima es muy barata.
- Utiliza menos espacio que otras tecnologías debido a que no necesita un terreno perfectamente llano. Necesitan alrededor de dos tercios de la superficie requerida por una central con colectores cilindro-parabólicos de la misma capacidad.
- Capacidad de producción escalable, esta tecnología se adapta perfectamente a cualquier tamaño por su simplicidad conceptual.
- Construcción automatizada de los componentes clave.
- Visualmente menos intrusivo: la estructura no supera los 1,2 m de alto.
- Al estar los tubos concentradores fijos no se necesitan uniones flexibles para alta presión.
- Los tubos concentradores no requieren tubo de vacío ni sellados complejos entre el vidrio y el metal.

Podemos decir que estas ventajas son realmente ciertas, pero los principales inconvenientes que tiene son:

- La incertidumbre tecnológica que presenta, al no haber un abanico de plantas operando y al existir cierta reticencia a hacer públicos los datos de funcionamiento de las plantas ya existentes.
- Bajos rendimientos energéticos, el rendimiento del campo solar es entre un 30-40% más bajo que el de los colectores cilindro-parabólico.

Generalmente, estos sistemas se están proponiendo para la generación directa de vapor de baja temperatura, acoplados directamente a turbinas de vapor, aunque, algunos promotores de esta tecnología pretenden trabajar, a medio plazo, a temperaturas próximas a los 500°C, con el fin de poder acoplar estos sistemas a turbinas de alto rendimiento.

## 1.5 Comparación de los distintos sistemas termosolares de concentración

Al comparar las cuatro tecnologías descritas en los apartados anteriores, nos encontramos con que dicha comparación no se realiza en base a criterios técnicos, tales como fluido de trabajo, sistemas y capacidades de almacenamiento, ciclo termodinámico, etc., sino que el contraste entre unos y otros sólo está basado, en gran medida, por el aspecto económico. No obstante, a continuación se trata de dar una visión global de los aspectos más relevantes que cada tipología.

Los Sistemas de Torre son idóneos para producir a gran escala -lo mismo que los CCP-, pues la elevada razón de concentración y las altas temperaturas a las que se llegan son perfectas para generar electricidad. Pero entre sus desventajas está el elevado coste que tienen los heliostatos.

Los Discos Parabólicos (DP) se encuentran en la fase de desarrollo para plantas de largo alcance, pues son una tecnología que da buenos y elevados resultados en la temperatura que logran, así como en la razón de concentración. Uno de los mayores problemas de la tecnología es su falta de fiabilidad a corto plazo; también el elevado coste de la misma, el cual se debe a que necesitas un motor por cada colector, y al aporte energético, mecánico y estructural del sistema de seguimiento a dos ejes que poseen. A nivel individual el sistema DP es el que más se utiliza normalmente, por ejemplo, para cocinas solares.

Por último, los Colectores Cilíndricos Parabólicos (CCP) constituyen una tecnología ampliamente desarrollada y probada a corto plazo que se usa actualmente en grandes plantas para generar electricidad, ya que su eficiencia termodinámica es muy buena. El hecho de que el sistema de seguimiento solar solo sea a un eje, y por ella reciba algo menos de radiación que el DP, implica menos costos mecánicamente hablando, por ejemplo en la reducción de tuberías pasivas, y de sus consecuentes pérdidas térmicas. Solo capta la radiación directa, lo que supone un problema en periodos de baja insolación; ello se resuelve con un aporte secundario de energía para mantener el fluido de transmisión en continuo trabajo. Dicho aporte necesita la implementación adicional de otra fuente, ya sea térmica, eléctrica, etc. No obstante, este es un problema común de todos los colectores que no son capaces de captar la radiación solar difusa.

En conclusión, el CCP es el colector más idóneo. Y ello se debe a que es la tecnología más desarrollada y de la que existe mayor experiencia real.

	Colectores Parabólicos	Receptor central	Disco Parabólico	Línea Fresnel
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Mayor desarrollo comercial con más de 16.000 millones de kWh de experiencia operativa; temperatura operativa potencial de hasta 500°C.</li> <li>■ Eficiencia neta anual de rendimiento de la planta del 14% (radiación solar a potencia eléctrica neta).</li> <li>■ Modularidad.</li> <li>■ Buen uso del terreno.</li> <li>■ La menor demanda de materiales.</li> <li>■ Concepto híbrido probado</li> <li>■ Capacidad de almacenamiento.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Buenas perspectivas para grandes eficiencias de conversión, temperatura operativa potencial de más de 1000°C.</li> <li>■ Almacenamiento a altas temperaturas.</li> <li>■ Posible operación híbrida.</li> <li>■ Mejores para refrigeración en seco que en colectores y Fresnel.</li> <li>■ Mejores opciones para usar en lugares no llanos.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Eficiencias de conversión muy altas de más del 30%.</li> <li>■ Modularidad.</li> <li>■ Integración de una forma más efectiva el almacenamiento térmico en una central térmica.</li> <li>■ Experiencia operativa de primeros proyectos de demostración.</li> <li>■ Fácil fabricación y producción en serie de las piezas necesarias.</li> <li>■ No requiere agua para refrigerar el ciclo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Pueden adquirirse espejos planos y doblarse in situ, menos costes de fabricación.</li> <li>■ Posible operación híbrida.</li> <li>■ Muy alta eficiencia solar alrededor del mediodía solar.</li> </ul>
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ El uso de medio de transferencia térmica a base de aceite restringe hoy las temperaturas operativas a 400°C, por lo que se obtienen sólo moderadas calidades de vapor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Los valores anuales de rendimiento previstos, los costes de inversión y su operación necesitan pruebas a mayor escala en operaciones comerciales.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ No hay ejemplos de uso comercial a gran escala.</li> <li>■ Objetivos de costes previstos de producción en serie aún por probar.</li> <li>■ Menor potencial de disponibilidad para integración a la red.</li> <li>■ Receptores híbridos aún en proceso de I+D.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Reciente entrada en el mercado, sólo hay pequeños proyectos operativos.</li> </ul>

Tabla 1.1: Ventajas e inconvenientes de los distintos tipos de sistemas de concentración solar

## 2. CAPTADOR CILINDRO PARABÓLICO

Un captador cilindro-parabólico (CCP) es el primer elemento que se encuentra la radiación y puede ser entendido como un tipo particular de intercambiador de calor que intercepta la energía radiante del Sol, la transforma en energía térmica y la transfiere a un fluido circulante por su interior que actúa como “fluido portador” de la energía térmica.

Está formado por una superficie cilindro-parabólica que refleja la radiación directa del sol, concentrándola en un receptor tubular localizado en el foco de la parábola, por el que circula el fluido de transferencia de calor.



*Fig. 2.1: Colector cilindro-parabólico.*

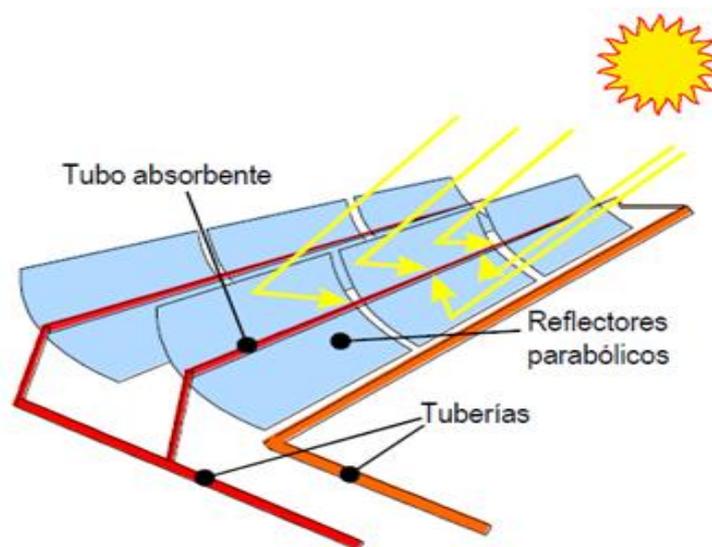
Aunque este tipo de colectores suele montarse en el suelo, existen modelos pequeños que pueden instalarse tanto en el suelo como en azoteas, siempre que la estructura del edificio esté preparada para esa sobrecarga. Sus estructuras pueden montarse horizontalmente o inclinadas, si se quiere aprovechar la pendiente del terreno o de la azotea. No obstante, el montaje de los colectores en las azoteas y sitios elevados suele encarecer el coste final de la instalación, debido a las cargas de viento asociadas y a la necesidad de soportes suficientemente rígidos para garantizar un seguimiento preciso del sol.



*Fig. 2.2: Captadores cilindro-parabólicos en azotea*

Debido a la forma parabólica del receptor, la concentración en el foco está en el rango de 30 a 100 veces la intensidad normal. La concentración óptica hace que tan solo la radiación solar directa sea aprovechable por el colector y, por esta razón, exige además un seguimiento continuo al Sol por parte del colector a lo largo del día conforme describe su trayectoria. Normalmente, el seguimiento se realiza en un eje con orientación este/oeste o norte/sur.

En los campos de CCP, varios captadores se unen en serie para formar filas o lazos que, a su vez, se conectan en paralelo hasta conseguir la potencia térmica deseada.



*Fig. 2.3: Principio de funcionamiento de un colector cilindro-parabólico.*

## 2.1 Componentes principales

Un captador cilindro parabólico está compuesto por los siguientes partes como se puede observar en la Figura 2.4 y que serán detallados a continuación:

- El reflector cilindro parabólico
- El tubo absorbente
- El fluido de transferencia de calor o fluido de trabajo
- El sistema de seguimiento del sol
- La cimentación
- La estructura metálica
- Mecanismo

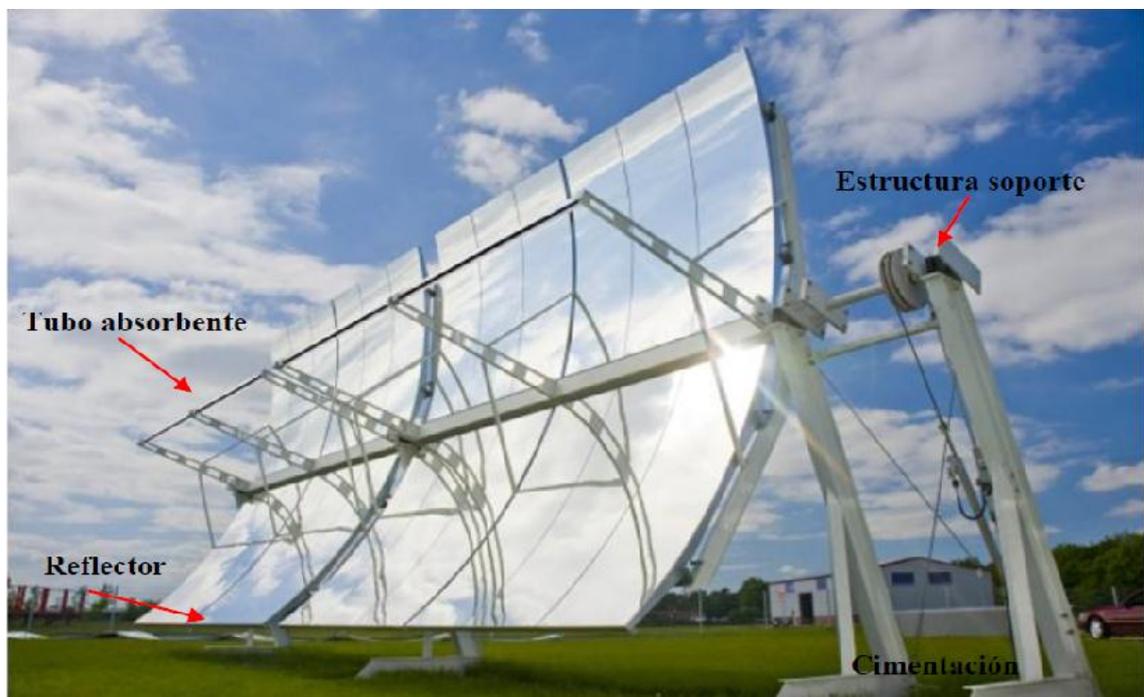


Fig. 2.4: Partes de un captador cilindro parabólico.

### 2.1.1 Reflector

El **reflector cilindro parabólico**, se trata en definitiva de un espejo curvado en una de sus dimensiones con forma de parábola, que refleja y dirige sobre su línea focal la radiación solar que atraviesa su plano de apertura. En dicha línea focal se encuentra el tubo por el que pasa el fluido térmico donde se transforma dicha radiación en energía térmica.

Estos espejos pueden ser de diferentes tamaños y materiales, además se fabrican de diferentes formas en función de la configuración escogida en cada caso.

Estas superficies reflectantes se consiguen mediante películas de plata o aluminio que se depositan sobre un soporte que les da la rigidez necesaria. Los soportes más empleados son chapas metálicas, plástico y cristal.

El uso de chapas metálicas constituye un bajo coste debido a que únicamente se precisa un pulido de la chapa que hace la doble función de soporte y reflector. El metal más usado suele ser el aluminio, aunque la exposición continuada a las condiciones ambientales hace que este tipo de soporte no sea muy adecuado debido a su baja durabilidad. La utilización de materiales plásticos como soporte requiere la deposición de una fina película de plata o aluminio sobre una de sus caras. De este modo, el reflector queda compuesto por una lámina de plástico que puede adherirse a cualquier estructura soporte. El inconveniente que este material presenta sigue siendo su exposición al ambiente, resultando arañado y erosionado por todas las partículas presentes en el aire, sin olvidar la degradación que ocurre debido a elevadas temperaturas, la humedad y la radiación ultravioleta.

Este espejo empleado es similar a los de uso común, con la particularidad de que el vidrio que sirve de soporte a la película de plata es de bajo contenido en hierro, lo que hace que aumente su transmitancia. Los espejos de vidrio con película de plata pueden llegar a tener una reflectividad de 93,5%.

Según el espesor del vidrio sobre el que se deposita la película reflectante de plata hay dos tipos diferentes de espejos:

- De vidrio grueso (espesor 3mm). Son los que se están empleando en la actualidad, requieren doblado en caliente (en fábrica) en líneas especiales de fabricación.
- De vidrio delgado (espesor <3mm). No se suelen emplear y se pueden doblar en frío para fijarlo directamente a la estructura.

### 2.1.2 Tubo absorbente

El **tubo absorbente**, o receptor, es un elemento primordial pues es el encargado de convertir la luz solar concentrada en energía térmica en el fluido caloportador y de él depende en gran medida el rendimiento global del colector. De este componente se hablará en el capítulo 4 de este proyecto con más detalle.

### 2.1.3 Fluido térmico

El **fluido térmico**, que circula por el interior del tubo receptor que se utiliza en los CCP depende de la temperatura máxima de operación. Si las temperaturas que se desean son moderadas (<200°C), se puede utilizar agua desmineralizada, o una mezcla con Etileno-Glicol, como fluido de trabajo. En cambio, se utilizan aceites térmicos sintéticos en aquellas aplicaciones donde se desean temperaturas más altas (200°C < T < 450°C).

La explicación de este hecho estriba en que para temperaturas altas las tuberías estarían sometidas a elevadas presiones si el fluido de trabajo es agua, porque para evitar que se evapore el agua es necesario mantenerla en todo momento a una presión superior a la de

saturación, correspondiente a la temperatura máxima que alcance el agua en los colectores solares. Esto significa que si queremos tener agua caliente a 315°C a la salida de los colectores, la presión en el circuito tendrá que ser superior a 100 bar. En cambio, puesto que la presión de vapor del aceite para altas temperaturas es mucho menor que la del agua, podemos calentar aceite a 315°C sin tener que mantener el circuito presurizado a más de 10 o 15 bar. Poder trabajar a menores presiones posibilita el uso de materiales más económicos para las tuberías y simplifica la instalación y sus medidas de seguridad. Sin embargo, entre sus inconvenientes cabe destacar que toda la línea de aceite ha de ser inertizada para evitar combustiones o la contaminación que supondría una fuga.

#### 2.1.4 Seguimiento Solar

El mecanismo de seguimiento solar necesita que el captador concentre sobre el tubo absorbente la radiación solar directa, para ello el CCP debe seguir al sol durante todo el tiempo en que se pueda ganar energía y, por tanto, el mecanismo de seguimiento solar irá cambiando la posición del colector conforme el sol se vaya moviendo en el cielo. Cada sistema de seguimiento solar de un reflector puede moverse independientemente del resto del campo de colectores. Esto permite mantener y controlar la temperatura del fluido térmico.

El sistema de seguimiento solar más común consiste en un dispositivo que hace girar el conjunto reflector cilindro-parabólico alrededor de un solo eje y puede ser eléctrico (apropiado para equipos pequeños), hidráulicos (para lazos de colectores).

Aunque se han ensayado CCP que también pueden girar en dos ejes, la experiencia ha demostrado que dichos colectores son más caros que los de seguimiento en un eje. A pesar de que la cantidad de energía captada por un colector con sistema de seguimiento en dos ejes es superior, las pérdidas térmicas también son superiores porque la longitud de tuberías pasivas dentro del colector es mayor. Los colectores de dos ejes también necesitan mayor mantenimiento, principalmente por su mayor complejidad mecánica.

La orientación del eje de rotación influye de manera significativa en la cantidad de energía absorbida. Las orientaciones posibles más utilizadas son Norte-Sur y Este-Oeste, y su elección depende de la latitud del emplazamiento elegido para la construcción de la central. Para lugares situados entre las latitudes de 30° y 45°, se emplean sistemas de seguimiento Este-Oeste. En esta configuración el eje del colector se sitúa a lo largo de la línea Norte-Sur, realizando su movimiento de Este a Oeste.

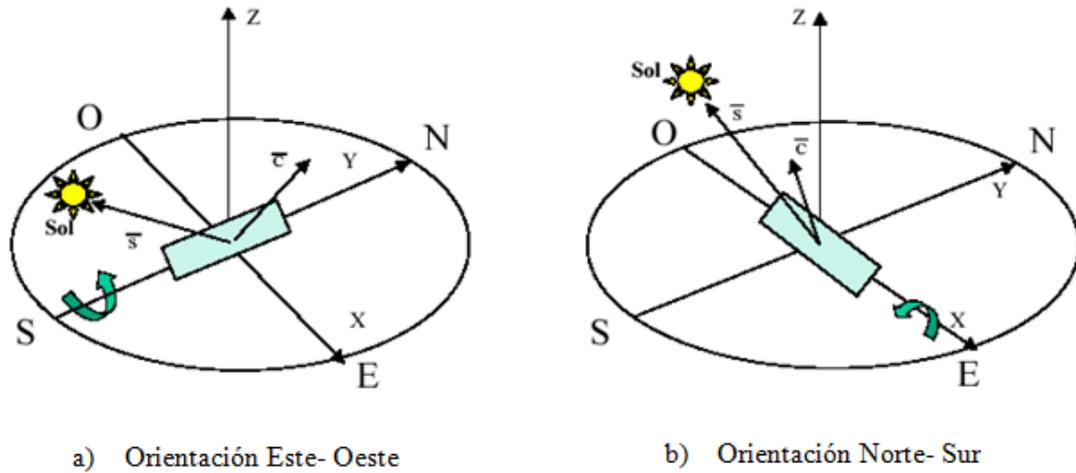


Fig. 2.5: Seguimiento solar de un solo eje (izq.: Este-Oeste, dcha.: Norte-Sur)

### 2.1.5 Cimentación

La cimentación soporta los captadores y los fija al suelo de forma que el conjunto estructural soporte las cargas para las que fue diseñado. Las cargas a tener en cuenta en el diseño de la cimentación son aquellas debidas al captador en función de sus dimensiones y sus características estructurales, así como las cargas de viento que se producirán y el tipo de terreno en donde se vaya a montar. El material utilizado es hormigón armado Standard.

A la hora de proyectar el campo solar, es necesario hacer un detallado estudio del terreno para conocer sus características geológicas. Este proceso es de gran importancia para asegurar la buena estabilidad de la planta e impedir que, una vez la central esté en operación, aparezcan problemas asociados a inestabilidades del terreno.



Fig. 2.6: Cimentaciones de colectores cilindro-parabólicos

### 2.1.6 Estructura soporte

La **estructura soporte** del colector ha de dar rigidez al conjunto de elementos que lo componen, a la vez que actuar de interface con la cimentación del colector. En lo que se refiere a los apoyos o pilares son metálicos. Actualmente se están llevando a cabo investigaciones para desarrollar estructuras más baratas y ligeras mediante fibra de vidrio o materiales plásticos.

Una buena estructura debe tener las siguientes características:

- Buen comportamiento ante el viento evitando la deformación por flexión o torsión.
- Que sea sencilla de montar/desmontar para posibles trabajos de mantenimiento ante el caso en que se destruya total o parcialmente la estructura, como por ejemplo, ante un accidente meteorológico.
- Debe conseguir un alto rendimiento óptico del módulo, es decir, debe conseguir que un alto porcentaje de los rayos que alcanzan la superficie de los espejos se reflejen y terminen incidiendo en el tubo absorbente.

El soporte del tubo absorbente que une éste a la estructura y lo mantiene en la línea focal, es un aspecto importante a tener en cuenta, ya que ha causado algunos problemas en determinadas plantas.

También hay que tener en cuenta la dilatación que sufre el tubo absorbedor debido a los cambios de temperatura. Esto provoca una variación en su longitud que hace que la sujeción a la estructura deba tener en cuenta que la posición relativa del punto de unión con la estructura cambie. Se emplea para sujeción un soporte unido a la estructura mediante una bisagra para permitir el movimiento del tubo causado por la dilatación longitudinal.



*Fig. 2.7: Vista de la estructura del captador EUROTROUGH en posición de abatimiento.*

### 2.1.7 Conexión entre partes fijas, móviles y entre colectores

En los campos de CCP, varios colectores se unen en serie para formar filas que, a su vez, se unen en paralelo hasta conseguir la superficie de captación necesaria que nos dé la potencia térmica deseada. Un aspecto importante es el modo en que se unen entre sí los colectores solares, ya que el elemento que se use debe permitir el movimiento independiente de los colectores dentro de una misma fila, a la vez que debe absorber las dilataciones térmicas de los tubos absorbentes. Estas piezas permiten al fluido circular entre los módulos, partes móviles, partes fijas y las tuberías de circulación. Pueden ser de dos tipos, juntas rotativas, que además de permitir la rotación del colector, son capaces de aceptar una pequeña inclinación

de 15° con lo que pueden igualmente absorber las dilataciones longitudinales y tuberías flexibles, que se pueden curvar lo necesario para permitir el giro del colector hasta alcanzar la posición deseada así como absorber las dilataciones longitudinales del propio tubo absorbente.

## 2.2 Parámetros básicos de CCP

Dos parámetros básicos de un captador cilindro parabólico son la **razón de concentración** y el **ángulo de aceptación**.

La razón de concentración geométrica,  $C$ , es el cociente entre el área de apertura del colector y el área total del tubo absorbente:

$$C = A/\pi * D$$

donde,

- A es la abertura del captador,
- D es el diámetro exterior del tubo receptor.

El ángulo de aceptación, es el ángulo máximo que pueden formar dos rayos en un plano transversal de la apertura del colector de manera que, una vez reflejados, dichos rayos intercepten en el tubo absorbente.

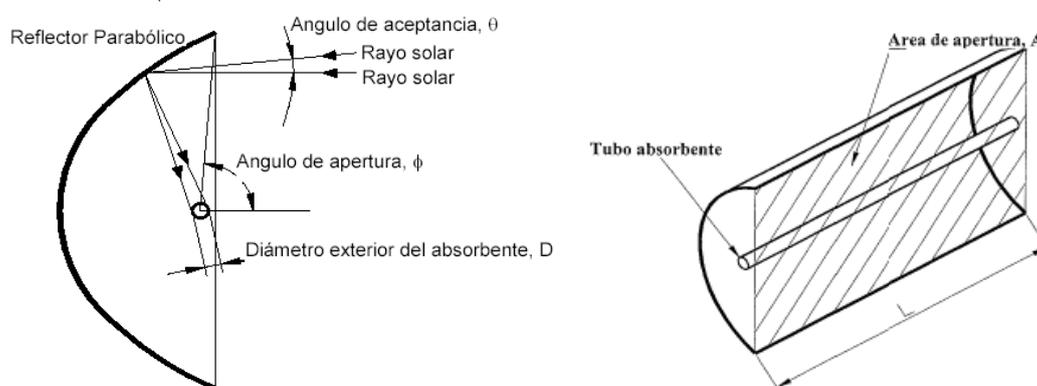


Fig. 2.8: Parámetros de un CCP

Los CCP actuales tienen un ángulo de aceptación inferior a 2° (0,7-1°) y necesitan un sistema de seguimiento preciso, de lo contrario solamente captarían una pequeña fracción de la radiación solar directa disponible en cada momento, ya que necesitan seguir al sol con un error de seguimiento inferior al ángulo de aceptación del colector. La precisión que tienen los sistemas de posicionamiento usados actualmente suele ser del orden de 0,25°.

Además, se debe tener en cuenta que la propia mecánica de los colectores y la deformación natural de su estructura impide que el ángulo de aceptación sea excesivamente pequeño, ya que se desperdiciaría una parte importante de la radiación solar disponible, debido a que el sol no es realmente un foco puntual.

Los valores normales de la razón de concentración de un CCP están alrededor de 20, aunque el valor máximo teórico está en torno a 215.

Otro parámetro importante en un captador cilindro parabólico es su **ángulo de apertura**,  $\Phi$ , que es el ángulo formado por la bisectriz de la parábola y la línea que une el centro del tubo absorbente con el extremo de la parábola, como se puede observar en la figura anterior. Usualmente, el ángulo de apertura tiene un valor igual o próximo a  $90^\circ$ .

Mientras más pequeño sea el ángulo de apertura, mayor es la longitud del desarrollo de la parábola, lo que conduce a una situación en la que aumenta la superficie reflectora en una magnitud muy superior al aumento del área de apertura del colector, que es el área eficaz para la captación de la energía solar. Por esto se trabaja normalmente con ángulos de apertura iguales o superiores a  $90^\circ$ .

También conviene que el ángulo de apertura del captador sea tal que el tubo absorbente quede protegido por la parábola cuando el colector se encuentre en la posición de reposo o abatimiento, sobre todo de cara a la posibilidad de granizadas que podrían romper la cubierta de cristal del tubo absorbente. Por esta misma razón es conveniente también que la parte posterior de la superficie reflectora esté protegida del impacto de posibles granizos, o que los reflectores sean por ellos mismos lo suficientemente resistentes como para soportar esta inclemencia meteorológica que podría destruir un campo de colectores cilindro-parabólicos.

## 2.3 Pérdidas de un CCP

Una vez que la radiación solar alcanza la superficie de un captador parabólico, se pierde una cantidad importante de ella debido a diferentes factores. El total de las pérdidas se puede dividir en tres grupos, como son, las pérdidas geométricas, ópticas y térmicas.

### 2.3.1 Pérdidas geométricas

Las **pérdidas geométricas** provocan una reducción del área efectiva de captación de los colectores. Las pérdidas geométricas en un CCP se pueden dividir en dos grupos:

- A) debidas a la posición relativa de los colectores entre sí.
- B) Inherentes a cada colector.

Las primeras son las denominadas “pérdidas por sombras” y están causadas por la sombra parcial que algunos colectores pueden proyectar en los colectores adyacentes.

Es elemental que, cuanta mayor distancia exista entre las filas paralelas de los captadores, menor es el sombreado que unos pueden provocar sobre otros. La siguiente figura muestra este tipo de pérdidas geométricas por sombras.

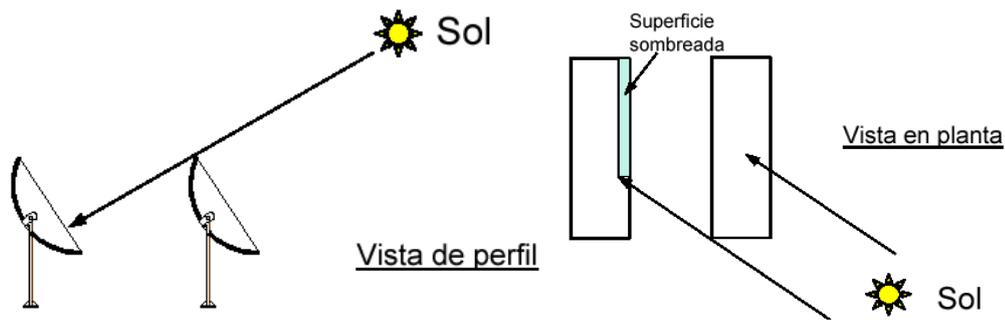


Fig. 2.9: Pérdidas geométricas debidas a sombras entre filas paralelas

Las pérdidas geométricas inherentes a cada CCP están ocasionadas por el hecho de que estos colectores están provistos de un sistema de seguimiento solar en un solo eje  $y$ , por lo tanto, solo pueden girar alrededor de éste, lo que da lugar a que exista el denominado ángulo de incidencia,  $\varphi$ , que es el ángulo formado por la radiación solar directa que incide sobre el plano de apertura del colector y la normal a dicho plano de apertura. Este ángulo de incidencia depende de la hora y el día del año, debido a que es función de las coordenadas del sol con respecto a un sistema cartesiano con origen en el colector, y provoca que haya una pérdida de superficie reflexiva útil en los extremos del colector.

La existencia de un ángulo de incidencia no solo reduce la superficie efectiva de captación que tiene el captador, sino que también afecta a los valores de la reflectividad, absorptividad y transmisividad, ya que estos parámetros presentan un valor máximo cuando el ángulo de incidencia es  $0^\circ$ . El efecto del ángulo de incidencia en el rendimiento del captador se cuantifica a través de un parámetro que se denomina modificador por ángulo de incidencia,  $K$ , explicado más adelante.

### 2.3.2 Pérdidas ópticas

Las **pérdidas ópticas** son debidas a varios factores. Uno de ellos es que la superficie reflexiva del concentrador no es un reflector perfecto, ni el vidrio que cubre al tubo absorbente es totalmente transparente. A esto se une que ni la superficie selectiva del tubo metálico es un absorbente perfecto, ni la geometría del concentrador parabólico es perfecta. Estas imperfecciones provocan que sólo una parte de la radiación solar directa que incide sobre la superficie del concentrador parabólico pueda ser transmitida al fluido caloportador.

La siguiente figura representa gráficamente los cuatro parámetros que intervienen en las pérdidas ópticas de un CCP, “reflectividad”, “factor de interceptación”, “transmisividad” y “absortividad”.

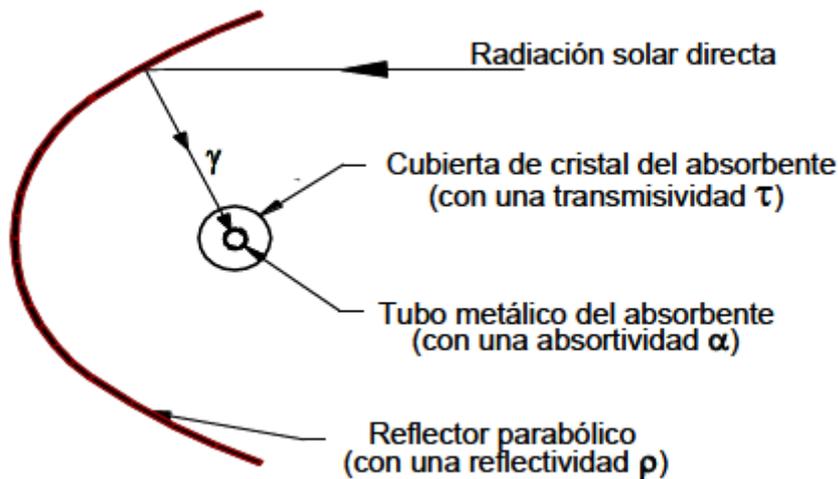


Fig. 2.10: Parámetros que intervienen en las pérdidas ópticas de un CCP

- **Reflectividad:** Es el parámetro ( $\rho$ ) que nos indica qué parte de la radiación incidente es reflejada por los espejos cuando estos están limpios. Aunque los valores típicos de la reflectividad están alrededor del 90%, estos disminuyen progresivamente a medida que aumenta la suciedad de la superficie o su deterioro debido al paso de los años o a algún tratamiento defectuoso. Para dar una idea, la reflectividad de los colectores parabólicos disminuye diariamente una media de 0.26% debido al ensuciamiento progresivo de los espejos.
- **Factor de interceptación:** Factor de interceptación ( $\gamma$ ) es el índice que indica el porcentaje de la luz solar reflejada por los espejos que alcanza el tubo absorbente. Un valor típico de este parámetro óptico es 95%.
- **Transmisividad:** Es la razón ( $\tau$ ) entre la radiación que pasa a través de la cubierta de vidrio del tubo absorbente y la radiación total concentrada en ella. Recordaremos que el tubo de vidrio concéntrico al tubo metálico tiene por misión disminuir las pérdidas térmicas y proteger la superficie selectiva contra los factores externos; sin embargo, una fracción de la luz solar reflejada por los espejos que alcanza la cubierta de cristal no consigue alcanzar el tubo metálico situado en el interior lo que produce una pérdida de rendimiento. Un valor típico de este parámetro es 90 o 95%, dependiendo de que el cristal haya sido objeto de un tratamiento antirreflexivo o no.
- **Absortividad:** Es el parámetro ( $\alpha$ ) que cuantifica la cantidad de radiación que es capaz de absorber la superficie selectiva que recubre al tubo metálico absorbente, respecto a la cantidad de radiación que llega a dicha superficie. Un valor típico de la absorptividad está en el rango de 90% a 96%.

### 2.3.3 Pérdidas térmicas

Las **pérdidas térmicas** son también muy importantes en un CCP. Se producen principalmente en dos lugares: en el tubo absorbente y en las tuberías de fluido térmico, siendo bastante más importantes las del tubo absorbente.

En la práctica las pérdidas térmicas globales,  $P_{p\acute{e}rdida}$ , en un CCP se modelan mediante un coeficiente global de transferencia desde la superficie exterior del tubo absorbente al ambiente,  $U_L$ . El valor de éste es un dato facilitado por el fabricante del colector y se determina experimentalmente sometiendo al colector a diferentes ensayos de pérdidas térmicas en el rango de temperaturas para el cual el colector ha sido diseñado. Como valor orientativo del coeficiente global de pérdidas,  $U_L$ , se pueden tomar  $4 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$  para un CCP con tubo absorbente de vacío, para temperaturas de la superficie exterior del absorbedor de unos  $350^\circ\text{C}$ .

El funcionamiento térmico de cualquier captador solar térmico está determinado por el llamada rendimiento global ( $\eta$ ) definido como la relación entre la potencia térmica que es capaz de proporcionar, o potencia térmica útil ( $P_{\acute{u}til}$ ), y la potencia procedente del Sol que se tome como referencia ( $P_{solar}$ ), es decir,

$$\eta = \frac{P_{\acute{u}til}}{P_{solar}}$$

La potencia térmica útil ( $P_{\acute{u}til}$ ) es el resultado del balance entre la potencia energética absorbida por el receptor ( $P_{absorbida}$ ) y la potencia que éste pierde hacia el ambiente ( $P_{p\acute{e}rdida}$ ):

$$P_{\acute{u}til} = P_{absorbida} - P_{p\acute{e}rdida}$$

No toda la potencia solar ( $P_{solar}$ ) puede ser absorbida por el receptor. Existen una serie de pérdidas de energía debidas tanto a la geometría y óptica del captador, como a las propiedades de los materiales del propio receptor que hay que tener en cuenta. Se llama rendimiento óptico ( $\eta_{\acute{o}ptico}$ ) al factor de corrección que da la potencia absorbida por el receptor a partir de la potencia solar considerada. Es decir,

$$P_{absorbida} = \eta_{\acute{o}ptico} \cdot P_{solar}$$

## 2.4 Últimos avances

Actualmente se están desarrollando nuevos reflectores porque:

- Los reflectores actuales son demasiado caros (20% del coste total del colector).
- La demanda es actualmente muy superior a la oferta.
- El empleo de nuevos materiales (espejos de primera superficie, composites, etc.) podrían permitir abaratar costes a largo plazo.

El resultado de las actividades de I+D actuales en relación con los reflectores será una mayor oferta, aunque el precio no se espera que disminuya significativamente a corto plazo, pero si a largo plazo.

Podríamos establecer varias líneas de mejora en cuanto a los reflectores, que se puede resumir:

- Superficie reflectante: mejora de costes sin pérdida de reflectividad.
- Utilajes de manipulación: un procedimiento controlado de montaje de los reflectores puede suponer un importante ahorro por roturas y por tiempos más cortos en el periodo de montaje.
- Capa protectora: Si bien se está en un punto de desarrollo muy avanzado en cuanto a la durabilidad de la capa protectora, no se debería dejar la investigación que garantice durante 25-40 años la superficie.
- Mejorar la durabilidad en condiciones de intemperie del espejo y sus elementos.
- Aumentar la reflectividad (por encima del 92%) para longitudes de onda del espectro solar, concretamente para las del rango de 300-2.500 nm.
- Mejorar la resistencia mecánica de la superficie al lavado periódico.
- Mejorar el coeficiente de suciedad (menor a 0,15%).

El último reflector de este tipo que se está desarrollando es el SpaceTube® que tiene un ancho de abertura superior a 8 m y un coste optimizado.

La precisión óptica de la SpaceTube® es mayor que la de diseños anteriores, debido a las mejoras en la calidad del espejo y la rigidez del marco. Para aprovechar las ventajas de estas mejoras, la geometría del concentrador fue optimizada para un rendimiento máximo en el uso de dos fluidos de transferencia de calor diferentes, aceite en el rango de 400°C y sal fundida o generación directa de vapor para temperaturas superiores a 500°C. Esto conduce a un aumento en el diámetro nominal del tubo absorbedor.

En comparación con el colector de referencia EuroTrough II, el SpaceTube® utiliza un módulo con un espejo un 65% más grande y una estructura de bastidor más eficiente, reduciendo el coste por unidad de abertura del colector instalado en aproximadamente un 40%.

El nuevo diseño de este colector ofrece varias ventajas:

- La estructura espacial es capaz de soportar las cargas con una abertura del concentrador un 60% más grande mientras se reduce el contenido de material en un 25%.
- Debido a que los componentes del bastidor están estandarizados la fabricación puede ser totalmente mecanizada.
- Debido a que la estructura soporte está desacoplada del espejo óptico, éstos se pueden optimizar de forma independiente. El ancho de la abertura, el ángulo de borde, y el ratio de concentración se pueden adaptar fácilmente, y el diseño pueden ser reconfigurados para aceptar espejos de superficie frontal.

En comparación con un marco tradicional de tubo de torsión de acero, la SpaceTube® tiene una mayor eficiencia de los materiales debido a su mayor diámetro. También es menos

costoso de fabricar, galvanizar y transportar, sobre todo cuando se toma el tamaño de un tubo necesario para resistir cargas de viento mayores.

En comparación con la estructura de la generación anterior, el nuevo reflector es estructuralmente más eficiente debido a la disposición helicoidal y hay muchos menos tipos de piezas y elementos de fijación. Sus piezas se pueden reducir a un diseño singular, estandarizado. El alto grado de estandarización apoyará las futuras reducciones de costes a través de la adopción de tecnologías de fabricación en serie.

## 3. SISTEMA HTF

### 3.1 Descripción sistema HTF en centrales CCP

En las *plantas de tecnología HTF (Heat Transfer Fluid)* se tiene un fluido caloportador monofásico circulando por el campo solar recorriendo un circuito cerrado e independiente que, una vez caliente, se hace pasar por una serie de intercambiadores donde cede energía en forma de calor sensible para la generación del vapor.

El fluido de transferencia de calor, al circular a través del tubo receptor, absorbe en forma de energía térmica la energía radiante procedente del Sol, y la transporta hasta el bloque de potencia. El tipo de fluido caloportador que se utilice determina el rango de temperaturas de operación del campo solar y, consecuentemente, el rendimiento máximo que se puede obtener en el ciclo de potencia. Su aportación es clave, ya que es el encargado de intercambiar la temperatura adquirida en el Campo solar, con el Ciclo Agua-Vapor.

El Fluido HTF, es una composición química diseñada específicamente para las centrales Termosolares CCP. Si las temperaturas que se desean alcanzar son moderadas ( $<175^{\circ}\text{C}$ ), la utilización de agua desmineralizada como fluido caloportador no conlleva grandes problemas, ya que la presión de trabajo no es excesiva. En cambio, se utilizan fluidos sintéticos en aquellas aplicaciones donde se desean temperaturas más altas ( $200^{\circ}\text{C} < T < 400^{\circ}\text{C}$ ). La explicación de este hecho estriba que para temperaturas más altas el tubo estaría sometido a elevadas presiones si el fluido de trabajo es agua, porque para evitar que se evapore el agua es necesario mantenerla en todo momento a una presión por encima de la de saturación correspondiente a la temperatura máxima que alcance el agua en los colectores solares. Para temperaturas superiores ( $>400^{\circ}\text{C}$ ) se está estudiando el uso de sales fundidas aunque las pérdidas térmicas son más altas y podrían reducir sus rendimientos. Y para temperaturas inferiores existen otros mecanismos más económicos como los colectores en vacío.

El material recomendado para tuberías colectoras de HTF es acero al carbono, de acuerdo a las condiciones de temperatura presión y límite elástico (que determinará el grosor). Este acero es de fácil acopio y es perfectamente adecuado para prácticamente toda la tubería que conduce HTF.

### 3.2 Tipos de fluidos térmicos

El fluido HTF es aquel que circula por el interior del tubo absorbente y es el encargado de transportar la energía térmica. Los principales fluidos empleados son los siguientes:

- Aceites o siliconas sintéticos.
- Aceites minerales.

Aunque hoy en día, en las plantas CCP se usen aceites térmicos como fluidos caloportadores, se están investigando el uso de otros fluidos como:

- Sales fundidas.
- Agua.
- Líquidos iónicos.
- Aire u otro gas.

A continuación, se muestra una tabla con las principales características de los fluidos de transferencia de calor:

	Aceite sintético	Sales fundidas	GDV
<b>Temperatura máxima de operación</b>	400 °C	500-520 °C	480-500 °C
<b>Presión del sistema</b>	30-40 bar	10-20 bar	60-120 bar
<b>Corrosión en el tubo absorbedor</b>	no	-	no
<b>Problema con el hidrógeno</b>	si	improbable	improbable
<b>Principal problema</b>	estabilidad del fluido	congelación	alta presión, peso

Tabla 3.1 Principales fluidos térmico HTF

A continuación se profundizará sobre los detalles de cada uno de los posibles fluidos.

### 3.2.1 Aceites

Este fluido HTF, es una composición química diseñada específicamente para las centrales Termosolares CCP. Sus propiedades físico-químicas le permiten alcanzar temperaturas de hasta 420° C sin degradarse y cristalizar con temperaturas mínimas de 38° C hasta alcanzar la congelación a los 12° C.

Con estos aceites, las presiones requeridas son mucho menores, puesto que su presión de vapor a una temperatura dada es mucho menor que la del agua. Trabajar a menores presiones posibilita utilizar materiales más económicos para las tuberías y simplifica la instalación y sus medidas de seguridad. Para temperaturas más bajas (<300°C) se emplean aceites minerales.

El aceite térmico es la opción más utilizada dentro de los colectores cilíndrico-parabólicos. Sus características lo hacen muy apropiado para su uso. Su principal problema es la degradación que sufre cuando se ve sometido a altas temperaturas. Dentro de los aceites utilizados, el que se utiliza con mayor asiduidad es el *Therminol VP-1*, una mezcla eutéctica de dos hidrocarburos aromáticos: el bifenilo y el óxido de difenilo. Este aceite sintético puede trabajar hasta temperaturas de 400°C. Para valores mayores de temperatura de salida de los colectores, se hace necesario el uso de sales fundidas. El punto de congelación del *Therminol VP-1* se sitúa en los 12,7°C por lo que es necesario mantener en todo momento al aceite por encima de este valor.

El inconveniente que presenta es que su temperatura límite es 420°C por encima de la cual se degrada. En la actualidad, el tubo absorbente es capaz de trabajar a temperaturas superiores a 500°C, lo que obliga a disponer de dos mecanismos de protección:

- Un sistema de control que asegure que siempre existe un caudal mínimo de fluido que asegure que la temperatura que alcance el tubo nunca superará la de degradación. Además, hay que tener en cuenta que se trata de un fluido con riesgo de explosividad, y los fallos en el control de la temperatura pueden tener consecuencias desastrosas.
- Por otro lado, ya que los hidrocarburos, en general, sufren reacciones de degradación que dan origen a otros hidrocarburos que modifican las características del fluido caloportador, es necesario disponer de un sistema de eliminación de estos productos de degradación.

También se podría usar una silicona sintética, con mejores prestaciones que los aceites anteriores, pero con un coste mayor. En ambos casos las temperaturas máximas alcanzables están en torno a los 400°C, ya que a partir de esta temperatura los aceites se degradan, perdiendo sus propiedades.

Se han probado diferentes aceites térmicos en las plantas existentes como Therminol 59, Therminol 66, Therminol XP, Dowtherm Q, Dowtherm RP y Xceltherm 600. También la silicona Syltherm 800. Aunque los aceites más empleados en las plantas españolas son el **Therminol VP-1** de Solutia y el **Dowtherm A** de Dow Chemical.

### 3.2.2 Sistema agua/vapor

Se basa en la utilización de agua como fluido de trabajo generando en el receptor solar vapor sobrecalentado. Éste vapor se conduce directamente desde el receptor hasta el sistema de potencia, es decir, a la turbina.

El uso de agua/vapor como único fluido de trabajo afecta principalmente al receptor, el sistema de almacenamiento térmico y a la turbina y a continuación explicaremos por qué.

En la industria de producción energética, el agua/vapor es el fluido más utilizado. Así pues, sería lógico utilizar este fluido también directamente en los receptores de las aplicaciones termosolares. Sin embargo, la naturaleza transitoria de la radiación solar complica enormemente la conexión de la producción de vapor del receptor con la turbina. Por ejemplo, cuando no se llega a una potencia térmica mínima, pueden surgir problemas de condensación en los álabes de la turbina lo cual puede terminar con el deterioro de ésta. Una posible solución es utilizar un sistema de almacenamiento térmico a la salida del receptor. Para ello, se ha de transferir el calor a otro medio a través de intercambiadores de calor lo cual conlleva pérdidas significativas.

La complejidad técnica al producirse el cambio de fase dentro de los tubos ha hecho que no haya en la actualidad ninguna planta comercial cilindro-parabólica que genere vapor directamente, pero si existen plantas piloto de I+D que están ensayando esta tecnología.

## Ciclo con generación directa de vapor

La planta solar correspondiente a la generación directa de vapor, es una planta compuesta por un receptor de cavidad de vapor sobrecalentado acoplado al ciclo Rankine donde se produce la energía eléctrica.

A través del receptor circula un flujo másico de agua a unos 166°C aproximadamente y se calienta mediante la radiación solar reflejada por el campo solar sobre el receptor hasta una temperatura de 520°C. Posteriormente el vapor sobrecalentado es enviado a la turbina donde, mediante un generador eléctrico, se produce la energía.

Así pues, el relativamente bajo rendimiento en la conversión de calor durante la utilización del sistema de almacenamiento de energía térmica motivó el uso de otros fluidos de trabajo. Estos fluidos, como las sales fundidas y el sodio, permiten el uso de altas temperaturas en el sistema de almacenamiento térmico, posibilitando su uso sin el inconveniente de las bajadas en el rendimiento y desconectando de este modo la turbina de los transitorios solares. De esta forma se consiguen mayores rendimientos en ciclos Rankine regenerativos.

### 3.2.3 Sistema de sales fundidas

El uso de las sales fundidas como fluido refrigerante en tecnologías de concentración solar aparece como consecuencia de la necesidad de reducir la degradación de las instalaciones y de facilitar el almacenamiento de energía en forma de calor para su posterior utilización.

Las sales fundidas tienen ciertas ventajas sobre el aceite térmico. Con ellas es posible obtener una temperatura de salida de los colectores mayor, en torno a los 450°C-550°C. Así, se puede incrementar la temperatura de operación del ciclo de vapor, obteniendo mayores rendimientos. Además de ser más baratas que los aceites, tienen bajos niveles de corrosión sobre las tuberías y otros elementos del sistema, son térmicamente estables a las temperaturas requeridas y tienen bajas presiones de vapor. También se reducen las dimensiones de los tanques de almacenamiento para una capacidad dada debido a que la densidad de energía almacenada (calor específico por densidad) que pueden acumular las sales fundidas es de unos 2650 KJ/m<sup>3</sup>·K, un valor alto que facilita el almacenamiento del calor para su uso posterior. Otra ventaja es que se podrían almacenar sin la necesidad de intercambiadores de calor.

En lo que respecta al medio ambiente, el empleo de sales fundidas disminuye la contaminación existente en los terrenos donde se instala la central. El aceite térmico tiene mucha facilidad para fugarse por cualquier resquicio que encuentre a su paso. Estas fugas gotean en el suelo, resultando un suelo altamente contaminado, que no puede ser utilizado una vez que la planta haya acabado su función y se haya desmantelado. Por su parte, las sales presentan mayores dificultades para abandonar el circuito de tuberías. Cuando esto ocurre, se forman gránulos sólidos debido a su punto de congelación, no llegando a depositarse sobre el suelo.

El principal problema que conlleva el uso de sales fundidas como fluido calorífico es su alto punto de congelación, que varía entre los 120°C y los 220°C en función del tipo de sal. La congelación de las sales en cualquier punto del sistema implica que se produzcan bloqueos, con el consiguiente colapso del equipo en que esto ocurra. Esto requiere que se empleen sistemas de calentamiento o mantenimiento de la temperatura (con traccado eléctrico), lo que encarece y aumenta la complejidad de operación de la planta.

Las sales no pueden mover una turbina, así pues, lo que se hace es conducir las sales calientes hasta un tanque que forma parte del sistema de almacenamiento térmico. Posteriormente, salen hacia un generador de vapor que es el que se utiliza para poder mover la turbina. Las sales frías pasan a través de un tanque frío del sistema de almacenamiento térmico hacia el receptor de nuevo.

El uso de sales fundidas que operan siempre a altas temperaturas asegura que el vapor que se produzca siempre será con temperaturas y presiones que resulten en rendimientos altos del bloque de potencia para la generación eléctrica. El tanque de sales calientes las dosifica en función de la demanda del generador de vapor. El tanque de almacenamiento frío suele estar fabricado de acero al carbono, mientras que el caliente es de acero inoxidable, aislándose las paredes y el tejado de los tanques de almacenamiento de energía con lana mineral y bloques de silicato cálcico.

Los dos tanques de sales fundidas están conectados entre sí por una serie de tubos que tratan de reducir las pérdidas de calor cuando los tanques están cargándose o descargándose. El volumen en los tanques en los ciclos de carga y descarga, junto al estado de almacenamiento, es un parámetro a controlar en las centrales, pudiendo ocurrir evaporaciones y formaciones de pequeños sólidos cristalinos en la sal, causantes de fenómenos de corrosión por erosión en la central.

En resumen, usar sales fundidas conlleva varias ventajas importantes, la primera es que la sal fundida es líquida a presión atmosférica, proporcionando una alta eficiencia del almacenamiento y bajo coste, además no es inflamable ni tóxica. Al no haber combustión no existe índice de contaminación (gran ventaja frente a otros motores). Sin embargo, entre las desventajas hay que destacar la alta temperatura de solidificación lo cual obliga a que las conducciones estén muy bien calorifugadas y calefactadas con resistencias eléctricas arrolladas a lo largo de las paredes externas de los tubos para evitar congelaciones del fluido de trabajo que serían críticas.

Actualmente además, de estos dos tipos de receptores se experimenta con sistemas que permitan una integración con un funcionamiento híbrido solar / gas natural.

### Tipos de sales utilizadas

Las sales que se emplean normalmente en aplicaciones son sales de nitrato, por sus buenas propiedades. Estas sales producen bajas tasas de corrosión en los materiales, son térmicamente estables en los altos rangos de temperatura requeridos, tienen presiones de

vapor muy bajas, lo que permite trabajar a presiones moderadas, se pueden conseguir fácilmente y son relativamente baratas. La sal fundida que normalmente se emplea es la denominada Solar Salt, ya que tiene una temperatura límite de operación elevada (600°C).

Solar Salt es una mezcla de las sales  $\text{NaNO}_3$ - $\text{KNO}_3$ , mezcla binaria 60% $\text{NaNO}_3$  + 40% $\text{KNO}_3$ , que por sus propiedades, disponibilidad, precio y el gran número de estudios llevados a cabo con ella, es la que predomina. Esta sal ha permitido la construcción de diversas plantas comerciales, llegándose a alcanzar hasta 15 horas de almacenamiento energético.

Hasta ahora se han desarrollado dos tipos de sales más, a parte de la anterior descrita, la ternaria Hitec (7%  $\text{NaNO}_3$ , 53%  $\text{KNO}_3$ , 40%  $\text{NaNO}_2$ ) que presenta un punto de congelación más bajo, alrededor de 140°C, pero su coste es mayor que la sal binaria Solar Salt y su temperatura límite más baja. Y la sal llamada Hitec XL (48%  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ , 7%  $\text{NaNO}_3$ , 45%  $\text{KNO}_3$ ), con un punto de congelación menor que la anterior, alrededor de 120°C, pero con una temperatura límite aún menor.

Sin embargo, una vez constatada la viabilidad del almacenamiento de energía en esta tecnología, es necesaria la mejora de este fluido para construir futuras generaciones de centrales termosolares, más baratas y rentables. Los márgenes de mejora en esta sal se centran en optimizar sus propiedades fisicoquímicas: punto de fusión, estabilidad térmica, capacidad calorífica y conductividad eléctrica principalmente.

Para ello, se van a estudiar y proponer nuevos fluidos caloportadores con diversas adiciones de  $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$  y/o  $\text{LiNO}_3$ , con el objetivo de reemplazar a la sal binaria actualmente usada.

En la siguiente tabla se pueden observar un resumen de las características más importantes de las distintas sales.

<b>Características de las sales de nitrato empleadas en aplicaciones solares</b>			
<b>Propiedad</b>	<b>Solar Salt</b>	<b>Hitec</b>	<b>Hitec XL</b>
<b>Composición (%)</b>			
<b><math>\text{NaNO}_3</math></b>	60	7	7
<b><math>\text{KNO}_3</math></b>	40	53	45
<b><math>\text{NaNO}_2</math></b>	-	40	-
<b><math>\text{Ca}(\text{NO}_3)_2</math></b>	-	-	48
<b>Punto de congelación (°C)</b>	220	142	120
<b>Temperatura máxima de trabajo (°C)</b>	600	535	500
<b>Densidad a 300°C (kg/m<sup>3</sup>)</b>	1899	1640	1992
<b>Viscosidad a 300 °C (mPa*s)</b>	3,26	3,16	6,37
<b>Calor específico a 300°C (kJ/ kg-K)</b>	1,495	1,56	1,447

Tabla 3.2: Características de las sales de nitrato utilizadas en aplicaciones solares.

Un aspecto importante de la operación y mantenimiento es la protección frente a congelaciones durante la noche. Una estrategia que se puede seguir es la siguiente:

- Durante la noche se mantiene un caudal pequeño de sales recirculando por el circuito. De esta forma, las tuberías se mantienen calientes y se evitan gradientes térmicos extremos durante el arranque.
- En caso de que la temperatura bajara por debajo de un cierto valor, se utilizará un sistema auxiliar de calentamiento.

### 3.2.4 Sistema de sodio líquido

El funcionamiento de una planta usando sodio líquido como fluido de trabajo en el receptor es básicamente el mismo que cuando se usa sales fundidas. El sodio se distribuye a través de la superficie receptora del flujo de energía y absorbe la radiación entrante, evaporándose y subiendo hasta el intercambiador de calor, donde tras ceder gran parte de la energía que contiene al gas de trabajo del motor, condensa, volviendo a caer acumulándose en la piscina de sodio, desde donde se distribuye posteriormente a la superficie receptora por capilaridad.

Por lo tanto, la principal ventaja de este sistema es la reducción del área de recepción lo que hace que bajen los costes del receptor además de aumentar la eficiencia de éste ya que se minimizan las pérdidas dependientes del área de recepción. Sin embargo, el relativamente alto coste y el bajo calor específico del sodio limitan mucho su aplicación en sistemas de almacenamiento de calor sensible.

El principal inconveniente que presenta este tipo de receptores es la corrosión, ya que el sistema debe estar perfectamente aislado para que no quepa la posibilidad de que se introduzca el agua, debido a que el sodio es altamente reactivo con el oxígeno. Esto llevaría a la formación de óxidos, los cuales disminuyen el rendimiento energético del sistema.

Una solución al alto coste del uso del sodio como medio de almacenamiento térmico, es la utilización de sistemas binarios que combinan el sodio líquido y las sales fundidas para el sistema de almacenamiento térmico. Para ello, es necesario el uso de un intercambiador de calor sodio-sales.

De esta forma, se usa el sodio líquido como fluido de trabajo en el receptor solar y sales fundidas como medio del sistema de almacenamiento y de generación de calor. Así pues, se combinan las características atractivas de ambos fluidos. Del sodio se aprovecha su capacidad para transmitir altas tasas de calor, mientras que de las sales se aprovecha su bajo coste y su seguridad en el sistema de almacenamiento.

En resumen, los principales inconvenientes de la tecnología HTF con los fluidos actuales son:

- Temperatura máxima de vapor limitada (~380°C)
- Contaminación en caso de fugas y riesgo de incendio

En el siguiente cuadro se muestran, a modo resumen, las ventajas e inconvenientes de los nuevos fluidos, que están siendo investigados actualmente, frente al aceite térmico:

	Ventajas sobre el aceite	Desventajas sobre el aceite
<b>Sales fundidas</b>	-temperatura de vapor más alta -sin riesgo de contaminación o incendio -mejor almacenamiento térmico	-alta temperatura de cristalización (>125°C) -diseño del campo solar más complejo -mayores consumos
<b>Generación directa de vapor</b>	-diseño simple de la planta -temperatura de vapor más alta -sin riesgo de contaminación o incendio	-falta de almacenamiento térmico adecuado -sistema de control del campo solar más complejo -mayor presión en el campo solar

Tabla 3.3: Ventajas e inconvenientes de los fluidos de transferencia de calor.

### 3.3 Comparación sistema DSG vs. HTF

El funcionamiento de las plantas termosolares depende en gran medida del fluido calorífero que se utilice en el campo solar, ya que no sólo condiciona el rango de temperaturas de trabajo, sino que determina otros aspectos de ingeniería, tales como el almacenamiento térmico o la elección de materiales. Por esta razón, se va a llevar a cabo un análisis comparativo entre la DSG (Generación Directa de Vapor o en inglés Direct Stream Generation) y otras dos opciones, englobadas en lo que se denomina tecnologías HTF (Heat Transfer Fluid) como son las sales fundidas (*Solar Salt*) y el aire atmosférico.

#### Ventajas:

- **Medioambientales.** Ya que los aceites térmicos y siliconas son inflamables y no biodegradables.
- **Temperatura máxima de trabajo:** El aumento de esta temperatura conlleva un aumento del rendimiento del ciclo. El límite máximo de temperatura de trabajo en la tecnología HTF viene impuesto por las propiedades de los aceites sintéticos, ya que a temperaturas superiores de 398° C se degradan rápidamente, mientras que en GDV (Generación Directa de Vapor) el límite máximo teórico impuesto es el punto crítico del agua: 218bar - 374° C.
- **Tamaño del campo solar:** Éste se reduce para una misma capacidad de generación, ya que al desaparecer el intercambiador de calor aceite térmico-agua aumenta el rendimiento global de la planta, lo que permite reducir el tamaño del campo solar y con ello la inversión.
- **Esquema de la planta:** Se simplifica el esquema de planta, puesto que no solo se cuenta con la eliminación del intercambiador de calor aceite térmico-agua, sino que se eliminan también los sistemas auxiliares asociados al circuito de aceite, en beneficio de la reducción de costes inicial.

- **Costes de operación y mantenimiento.** Estos costes son menores en las planta DGS ya que las plantas que trabajan con aceite térmico requieren cierto porcentaje de reposición anual y, en general, una protección anticongelante para temperaturas ambientales inferiores a 12°C (el Syltherm 800 posee una temperatura de solidificación muy baja, de -40°C, pero su alto precio lo hace inviable para grandes plantas comerciales).

***Inconvenientes:***

- **Altas presiones:** Necesidad de tuberías, válvulas y accesorios más robustos en el campo solar puesto que se trabaja en condiciones de altas presiones, lo cual requiere inversiones elevadas para este tipo de componentes.
- **Congelación:** Necesidad de mecanismos de protección contra la congelación en los tubos absorbentes cuando las temperaturas ambientales sean negativas.
- **Cambio de fase:** Necesidad de mantener caudales medios o altos de agua circulando por los tubos absorbentes con el fin de evitar estar en condiciones de régimen estratificados de flujo en la zona evaporativa.
- **Sistemas de control:** Son más complejos y costosos que los usados en los sistemas HTF.
- Falta de un **sistema de almacenamiento** térmico adecuado.

## 4. TUBO ABSORBENTE

La producción de energía eléctrica a partir de la radiación solar en centrales de concentradores cilindro-parabólico (CCP) se basa en el calentamiento de un fluido que atraviesa la zona de captación, y sale de ellas a una temperatura superior.

El elemento central, responsable de ese aumento de temperatura, es el tubo absorbente. Es uno de los elementos fundamentales de todo el CCP, ya que de él depende en gran medida el rendimiento global del colector.

### 4.1 Descripción detallada

Es el elemento clave de la tecnología de Captador Cilindro-Parabólico. Su función es la de convertir la radiación solar concentrada en un aumento de la energía térmica del fluido de trabajo. Es fundamental en un CCP, pues el rendimiento global del colector depende en gran parte de la calidad termodinámica del absorbente.

Para temperaturas por debajo de los 300°C, el tubo absorbente puede ser un simple tubo de acero con un recubrimiento (cobalto, cromo...). Sin embargo, las temperaturas habituales de diseño en una central de cilindro-parabólico son superiores, por lo que se utilizan dos tubos concéntricos, el interior de acero con un recubrimiento y el exterior de vidrio con dos muelles uno al principio y otro al final. Entre medio, por lo general, se realiza el vacío. El tubo de acero tiene un recubrimiento para absorber el máximo de la radiación posible y convertirla en energía térmica. El tubo de vidrio tiene función aislante, junto con la capa de vacío, y protectora del recubrimiento, también tiene un tratamiento antirreflectante para aumentar el rendimiento óptico. Este tubo de cristal también protege al tubo de acero frente a las condiciones meteorológicas adversas. La posición de este elemento dentro del conjunto es la línea focal del canal parabólico que forma el colector. Su sujeción se realiza por medio de unos soportes equidistantes a lo largo de toda la longitud del colector.

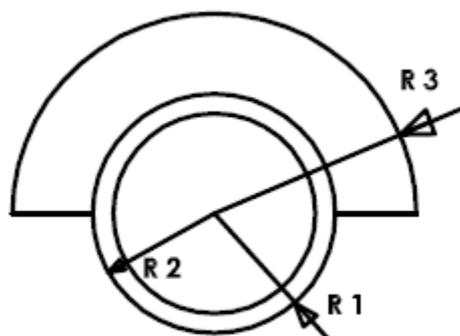


Fig. 4.1: Perfil del receptor

## 4.2 Estado del arte de componentes

Un tubo absorbente está formado por distintos componentes. Cada uno de ellos tiene una función específica que será descrita en las siguientes líneas.



Fig. 4.2: Esquema de los componentes de un tubo absorbente

### 4.2.1 Cubierta de vidrio

Para limitar las pérdidas de calor del fluido por conducción, el tubo debe disponer de algún sistema de aislamiento. Como calorifugar el tubo no es posible ya que impediría que los rayos del sol impactaran en él, es necesario utilizar otro tipo de aislamiento que permita que la radiación incida pero el calor no pueda escapar. La solución es recubrir el tubo con un vidrio especial, muy fino, produciendo algo parecido al efecto invernadero. Para limitar aún más la pérdida de calor se crea un vacío entre el vidrio y el tubo metálico, así se protege también al recubrimiento selectivo, que tiene el tubo metálico, de la degradación y a su vez mantiene una buena resistencia y una baja transmitancia a altas temperaturas. Para reducir las pérdidas debidas a la reflexión del espejo del reflector, el vidrio tiene un tratamiento anti reflectante que se basa en un ataque químico ligero que también impida la permeación del vidrio.

El vidrio utilizado es el borosilicato (Vidrio Pyrex<sup>®</sup>), ya que tiene una transparencia altísima y unas pérdidas por reflexión especialmente bajas. El diámetro de esta cubierta es de unos 115mm y el espesor mide alrededor de 3mm.

### 4.2.2 Tubo metálico central

Hoy en día, se está fabricando con acero inoxidable y de un grosor de pared de 2mm aproximadamente. Los rayos solares calientan el tubo metálico, que a su vez cederá ese calor al fluido que circula por su interior. El diámetro de estos tubos es de, aproximadamente, 70mm.

Si tenemos en cuenta que en cada tubo de 4 metros la temperatura del fluido aumenta unos 0,5-0,7°C para una radiación en la dirección perpendicular al tubo de unos 900 W/m<sup>2</sup>, valor habitual en el sur de España, para una elevación de la temperatura de 100°C serán necesarios 150 tubos en serie.

### 4.2.3 Soldadura vidrio-metal y dilatador

Es muy importante su fabricación ya que debe garantizar la estanqueidad en el interior del tubo, de manera que el vacío existente no se pierda. Un fallo en esta soldadura supondrá la inutilización del tubo.

El dilatador tiene la función de contrarrestar la dilatación diferencial entre el vidrio y el tubo metálico debido a que están a diferentes temperaturas. El muelle proporciona un sello entre el vidrio y el metal y permiten la expansión térmica entre el absorbedor de metal y envoltura de vidrio. El muelle también permite que el absorbedor sobresalga más allá de la envoltura de vidrio de modo que el tubo absorbente puede soldarse a tope entre sí para formar un receptor continuo. Por otra parte, el espacio entre muelles proporciona un lugar para fijar los soportes de apoyo al tubo absorbente.

Una parte importante de los fallos de estos tubos tiene lugar en esta soldadura vidrio-metal y el coste asociado a la reposición y mantenimiento de estos fallos es bastante importante.



*Fig. 4.3: Corte transversal de un dilatador de un tubo Schott*

### 4.2.4 Recubrimiento

El tubo absorbente por la parte exterior tiene un recubrimiento selectivo de color negro-azulado, que busca la máxima absorción de radiación en el espectro ultravioleta y las mínimas pérdidas por emisión en el espectro infrarrojo. Es decir, este recubrimiento busca que el tubo se comporte como un cuerpo negro lo más perfecto posible. Este recubrimiento está compuesto de una serie de capas compuestas de cermet, obtenidos por sputtering o deposición física del vapor (Proceso PDV, Physical Vapour Deposition), estas capas son una mezcla de materiales metálicos y cerámicos (de "Cermets": ceramic metals). La capa metálica está compuesta de Molibdeno, y confiere la baja emisividad requerida. La capa de "Cermets" proporciona la absorción de la radiación solar. La composición de esta capa es una mezcla estratificada de Molibdeno y de alúmina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ). Estas capas pueden ser sustituidas por multicapas dieléctricas y metálicas. Por último, se dispone de una capa dieléctrica que actúa como anti reflejante compuesta únicamente por  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Toda esta composición desarrolla un

efecto invernadero que hace aumentar la temperatura del fluido que circula por su interior. La utilización de este material mejora considerablemente la transmisión de energía, sin embargo, debido al contacto con el aire y a las altas temperaturas alcanzadas por el receptor, aparece oxidación y la consiguiente degradación del recubrimiento. Para paliar este inconveniente, es necesario aislar con una carcasa de cristal al tubo metálico en una atmósfera de vacío como se ha comentado anteriormente.

Este recubrimiento selectivo le proporciona al receptor una elevada absorptividad ( $\sim 94\%$ ) en el rango de la radiación solar y una baja emisividad en el espectro infrarrojo ( $\sim 15\%$ ), lo que le proporciona un elevado rendimiento térmico.

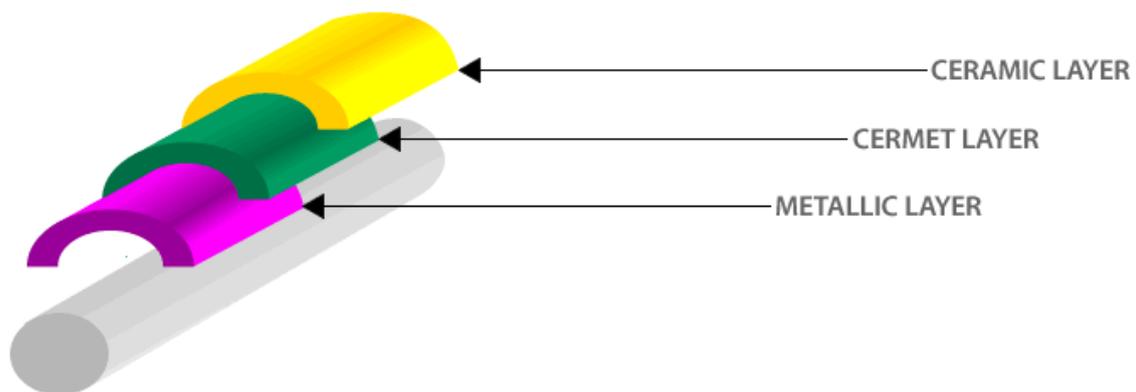


Fig. 4.4: Disposición de las capas de un tubo receptor

#### 4.2.5 Getter

Los getters son materiales sólidos, aleaciones de diferentes metales, capaces de absorber químicamente moléculas de gas en su superficie, en este caso el hidrógeno que se produce por la degeneración térmica que sufre el aceite. Estas moléculas acaban pasando a través del tubo metálico y entrando en la zona de vacío, aumentando las pérdidas térmicas y, en consecuencia, disminuyendo de manera importante la eficiencia del sistema. El getter es un indicador de la pérdida de vacío, compuesto de bario, que se vuelve blanco cuando se expone al oxígeno.

### 4.3 Operación y Mantenimiento

La reposición o reparación de estos tubos es uno de los mayores costes en el O&M de las plantas con esta tecnología. Los fallos más frecuentes son:

- Pérdida del vacío en los tubos. Provoca un incremento en las pérdidas térmicas y, al aumentar la temperatura del vidrio, un aumento de las tensiones térmicas.
- Degradación del recubrimiento del tubo de acero. Implica una disminución de la absorptancia y un aumento de la emisividad.
- Rotura de unión vidrio-metal. Esta debe ser estanca y soportar las tensiones térmicas a las que se ve sometida. Es uno de los puntos críticos.

La parte principal del mantenimiento consiste en vigilar el correcto estado del circuito del fluido térmico. En estos circuitos hay que verificar que no se producen pérdidas puntuales de fluido (picaduras de tuberías) y que no se quedan restos de aceite en los conductos que provocan aumentar las pérdidas de carga (presión) y que aumentan las pérdidas térmicas. Para ello cada cierto tiempo es recomendable realizar un drenado de las tuberías.

## 4.4 Fabricantes

Los principales fabricantes en el mercado son los siguientes:

- Schott Solar: Cuenta con una fábrica en Aznalcóllar (Sevilla) y lleva operando desde 2008.
- Solel: Era una empresa israelita con sede principal en Israel con una filial española. Esta empresa fue comprada a final de 2009 por la multinacional Siemens.



*Fig. 4.5: Tubo absorbente (SCHOTT SOLAR y SOLEL)*

En los últimos años han salido a la luz nuevos fabricantes de tubos absorbentes, entre ellos tenemos a Royal Tech CSP y Huiyin Group, los dos procedentes de China y Archimede Solar Energy de Italia. En la tabla 4.1 se muestran todas las características de estos nuevos tubos.

	Archimede	Solar	Energy	Royal Tech CSP	Schott Solar
	HCEMS-11	HCEOI-12	HCESHS-12	RTUVR- 2014	Schott PTR®70
<b>Tubo metálico</b>					
Material	Acero inoxidable austenítico	Acero inoxidable austenítico	Acero inoxidable austenítico	Acero tipo DIN 1.4541 (AISI : 321)	Acero tipo DIN 1.4541 (AISI : 321)
Características Material	Resistente a la corrosión bajo el uso de sales fundidas como fluido térmico			Resistente a la corrosión bajo el uso de aceite sintético como fluido térmico	Resistente a la corrosión bajo el uso de aceite sintético como fluido térmico a menos de 30 Pa
Dimensiones	Longitud: 4060mm, Diámetro: 70mm, espesor: 3mm	Longitud: 4060mm, Diámetro: 70mm, espesor: 3mm	Longitud: 4060mm, Diámetro: 70mm, espesor: 5mm	Longitud: 4060mm, Diámetro: 70mm,	Longitud: 4060mm, Diámetro: 70mm,

<b>Vidrio envolvente</b>					
Material	Vidrio borosilicato	Vidrio borosilicato	Vidrio borosilicato	Vidrio borosilicato	Vidrio borosilicato
Transmitancia de la radiación solar con recubrimiento antireflectivo	≥ 96.5% de acuerdo a la norma ASTM	≥ 96.5% de acuerdo a la norma ASTM	≥ 96.5% de acuerdo a la norma ASTM	97%	97%
Dimensiones	Longitud: 3900mm, diámetro: 125mm, espesor: 3mm	Longitud: 3900mm, diámetro: 125mm, espesor: 3mm	Longitud: 3900mm, diámetro: 125mm, espesor: 3mm	diámetro: 125mm	diámetro: 125mm

Recubrimiento selectivo					
Absortancia solar	≥ 95% de acuerdo a la norma ASTM	≥ 96% de acuerdo a la norma ASTM	≥ 95% de acuerdo a la norma ASTM		
Emisividad	≤ 7.5% @ 400°C; ≤ 10,5% @ 550°C	≤ 8.5% @ 400°C	≤ 8.5% @ 400°C	≤ 10% @ 400°C	≤ 9,5% @ 400°C
Nota	El recubrimiento selectivo en estable bajo vacío a 600 °C	El recubrimiento selectivo en estable bajo vacío a 600 °C	El recubrimiento selectivo en estable bajo vacío a 600 °C		

Características funcionales					
Peso del receptor	≈ 34kg	≈ 28kg	≈ 50 Kg	≈ 26kg	
HTF	Mezcla binaria de sal fundida NaNO <sub>3</sub> y KNO <sub>3</sub>	Aceite sintético o mineral	Vapor sobrecalentado	Aceite sintético o mineral	
Estado HTF	Líquido	Líquido	Vapor	Líquido	
Máxima condición de operación	< 30 bar a la máxima temperatura de operación de 580°C	< 37 bar a la máxima temperatura de operación de 400°C	104 bar a 550°C	< 40 bar a la máxima temperatura de operación de 400°C	< 41 bar a la máxima temperatura de operación de 400°C
Pérdidas térmicas	≤ 255 W/m at 400°C; ≤ 730 W/m at 550°C	≤ 265 W/m at 400°C	≤ 255 W/m a 400°C; ≤ 730 W/m a 550°C	< 260 W/m (@400°C)	< 250 W/ m (@ 400°C)
Presión del recinto en vacío	< 1.0 x 10 <sup>-4</sup> mbar	< 1.0 x 10 <sup>-4</sup> mbar	< 1.0 x 10 <sup>-4</sup> mbar	≤ 10 <sup>-3</sup> mbar	≤ 10 <sup>-3</sup> mbar
Tiempo de vida esperado	25 años	25 años	25 años		
Longitud de apertura	0.961	0.961	0.961	0.961	
Nota	Rango de operación para una sal binaria NaNO <sub>3</sub> y KNO <sub>3</sub> es 290-550 °C		El agua operando como fluido térmico tiene que estar tratada con el fin de minimizar el fenómeno de corrosión		

Tabla 4.1: Características funcionales de tubos de nuevos fabricantes

Como podemos observar hay más fabricantes probando tubos absorbedores para el uso de sales fundidas, que como ya se ha dicho en este proyecto es una línea de investigación para aumentar el rendimiento total de las plantas termosolares.

Haciendo una comparativa de unos y otros, todos mantienen sus especificaciones muy próximas por lo que la elección de uno u otro será tomada en función del coste de cada uno. Aunque hay que destacar que el tubo Schott PTR®70 (explicado en el siguiente punto) es el que tiene una tecnología más avanzada y mitiga el problema de la penetración del hidrógeno en la corona en vacío.

La reducción de costes más significativa que pueden experimentar los tubos absorbedores está relacionada con el aumento de tamaño, tanto en diámetro como en longitud de los mismos, aunque actualmente las dimensiones de los tubos están prácticamente estandarizadas. Esta reducción de tamaño de tubos absorbedores podría suponer alrededor de un 7% de reducción en el coste total de la central.

Sin embargo, además del aumento de tamaño, los tubos absorbedores tienen un potencial de reducción de pérdidas debido a mejoras específicas en los mismos, como es el caso de la soldadura vidrio/metal. Este tipo de mejoras conllevarán una reducción del coste asociada a los adelantos en la tecnología de fabricación de los mismos.

## 4.5 Últimos avances

SCHOTT, pionera en la fabricación de tubos absorbentes, desarrolló la cuarta generación de receptores solares (SCHOTT PTR®70), sacados al mercado en 2014. Estos últimos tubos han sido totalmente rediseñados para ofrecer un receptor preparado para una temperatura de operación de hasta 550 °C, que consigan mejoras en las medidas de rendimiento y coste.

SCHOTT, basada en la experiencia en más de 50 proyectos de plantas de energía ha introducido modificaciones en las características del diseño, para ayudar a reducir los costos en la construcción de la planta. El nuevo receptor tendrá significativamente menos peso y contiene una tapa de protección en el extremo del receptor, lo que evita el impacto mecánico de partes sensibles durante el montaje, la instalación y la operación.

El funcionamiento a temperaturas más altas provoca tensiones adicionales debido a los gradientes de temperatura más altos en las partes más sensibles. Un escudo térmico innovador ha sido integrado en los extremos del receptor con el fin de optimizar la distribución de la temperatura y flujo de calor, resultando en la reducción de las cargas térmicas en las partes sensibles del receptor como el vidrio y las áreas de sellado de metal.

Como una característica particular, se ha desarrollado un cálculo del esquema de la vida útil, que tiene en cuenta la ubicación de operación y la temperatura objetivo del fluido. Basándose en los resultados de cálculo, se ha diseñado un nuevo muelle flexible lo más compacto posible y, al mismo tiempo se espera que se extienda la esperanza de vida para el caso de

funcionamiento con sales fundidas. En paralelo al diseño de nuevos productos un recubrimiento mejorado y de alta duración ha sido desarrollado también para estos tubos. Se quiere que este nuevo producto funcione a alta temperatura y poder usar sales fundidas como HTF.

Los fluidos de transferencia de calor de uso común basados en aceite (HTF) se limitan a temperaturas de operación de 400 °C y por lo tanto limitan la eficiencia global de la planta. La clave para superar esta limitación es el uso de HTF capaces de trabajar a temperaturas más altas, tales como sales fundidas o vapor directo, que permiten trabajar a temperaturas de operación de hasta 550 °C.

Además, los potenciales significativos de costos en la ejecución del proyecto y la construcción del campo solar pueden ser nivelados. De hecho, existe un potencial de reducción de coste a altas temperaturas de funcionamiento en una planta de energía usando sal fundida con una unidad de almacenamiento térmico por encima de 20% en comparación con una planta de HTF estándar de no almacenamiento y 15% respecto a una planta donde use HTF estándar con almacenamiento térmico.

Como característica particular, se ha añadido un nuevo recubrimiento absorbente desarrollado para aplicaciones de alta temperatura con la estabilidad probada y fiable a largo plazo. Los valores de rendimiento se encuentran en el mismo nivel que se conoce en los sistemas a base de aceite.

Evaluaciones conceptuales y simulaciones muestran que una diversificación de los productos para los receptores de alta temperatura con una emitancia en el recubrimiento dará lugar a una mayor eficiencia general de la planta con un menor coste.

Después del éxito en las pruebas bajo las peores condiciones de operación, en las que se probó la mayoría de los ángulos de incidencia críticos, estos nuevos tubos han demostrado una alta robustez contra impactos para las partes sensibles de los extremos del receptor.

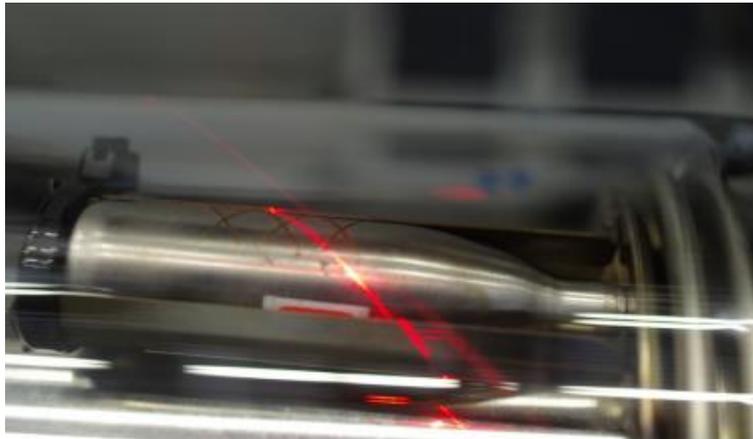
Debido a que la presencia de hidrógeno en el anillo conduce a un aumento de las pérdidas térmicas y una disminución en la eficiencia térmica, SCHOTT introdujo la versión PREMIUM de su última generación para superar este llamado "fenómeno tubo caliente". El receptor PREMIUM incluye una cápsula que contiene gas noble colocado en el anillo en vacío. Cuando se detecte el "fenómeno tubo caliente", el gas noble encapsulado sale a presión través de la perforación de la cápsula con un láser, sin interrupción de la operación de la planta.

El proceso de apertura utiliza un láser acoplado de fibra y una herramienta de alineación que está adaptado a las condiciones del campo solar. El proceso de perforación se ha optimizado para el bajo impacto en los componentes del receptor. Distintas pruebas confirman la confiabilidad sostenida de los componentes del receptor después de la liberación de gas.

Los otros productos del proceso de craqueo serán transportados al bloque de potencia y podrían ser extraídos del HTF con diferentes métodos, pero en cambio el hidrógeno se

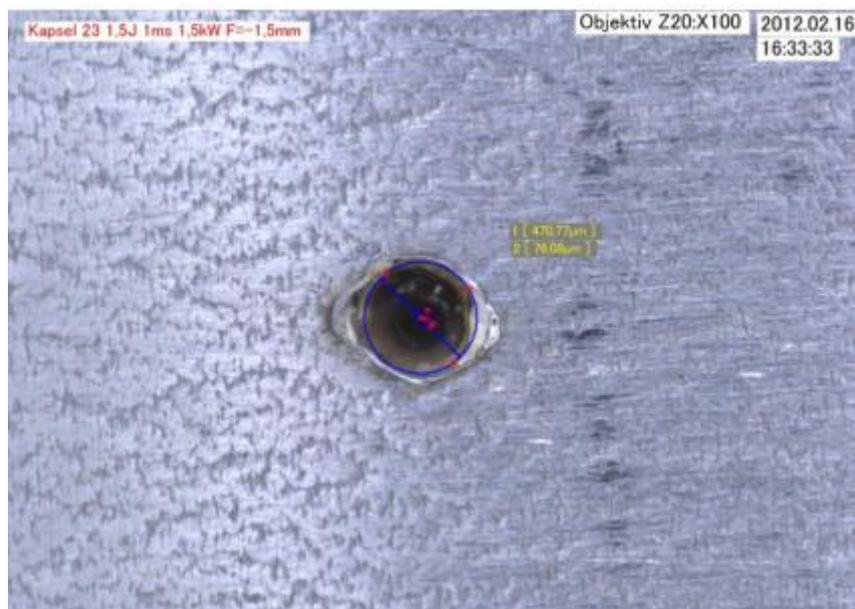
impregna en el anillo. Debido a que las moléculas de hidrógeno son excelentes conductores de calor la pérdida de calor se incrementará por 5-8, casi eliminando la contribución de calor de este receptor.

Moderando los movimientos de hidrógeno con un gas noble de masa pesada (por ejemplo, xenón) la pérdida de calor puede reducirse a un nivel de 30% - 40% por encima del rango que se obtiene cuando el receptor está en vacío ( $p < 10^{-3}$  mbar).



*Fig. 4.6: Cápsula que envuelve el gas noble y láser que la abre*

La óptica de láser y la parte del receptor que contiene la cápsula de gas noble serán tratadas para proteger al ojo humano. Por tanto, el proceso es controlado a distancia a través de una cámara.



*Fig. 4.7: Agujero correspondiente en la cápsula de gas*

SCHOTT ha desarrollado una solución única que es capaz de mejorar la vida útil y el rendimiento del receptor significativamente con mantenimiento y costes adicionales bajos. Esta característica adicional permite la operación a un alto rendimiento durante un período

significativamente más largo que el tiempo de vida de vacío del producto, reduciendo el coste de esa manera.

## 4.6 Modelo Matemático

Este capítulo describe el desarrollo de un modelo de transferencia de calor de un tubo absorbedor para implementarlo en el programa Engineering Equation Solver (EES).

Al principio, el pobre rendimiento de las plantas SEGS convirtieron en una prioridad estudiar la mejora de las mismas. Una herramienta útil para su mejora fue un modelo de transferencia de calor que se pudiera implementar en un software, para así poder evaluar diseños nuevos y actuales.

El primer modelo matemático fue diseñado al principio de los años 90, y actualizado bastantes años más tarde. El software jugó una parte muy útil en la mejora de los tubos absorbedores, que han demostrado ser la razón principal para el aumento del rendimiento de las plantas SEGS. Sin embargo, la eficiencia del software tendía a ser problemática y a necesitar de nuevas actualizaciones.

El modelo se basa en un balance de energía sobre el colector cilindro-parabólico y el tubo absorbedor. El balance de energía incluye la radiación solar directa incidente normal a la superficie del colector, las pérdidas ópticas tanto del colector como del tubo absorbedor, las pérdidas térmicas del tubo absorbedor y la ganancia de calor en el fluido térmico. Para receptores cortos (<100 m) un balance de energía unidimensional da resultados razonables; para los receptores más largos, es necesario un balance energético bidimensional. El modelo unidimensional es válido para tubos cortos y para llevar a cabo el diseño y la comparación de parámetros.

Todas las ecuaciones y relaciones utilizadas tanto en el modelo unidimensional como bidimensional son descritas en los siguientes párrafos. El modelo determina el rendimiento de un tubo absorbente de una planta con captador cilindro-parabólico. En él se detallan todas las transferencias de calor, ecuaciones termodinámicas, propiedades ópticas y parámetros usados así como los posibles parámetros de entrada y salida del modelo.

Las entradas incluyen la geometría del captador y el tubo, propiedades ópticas, propiedades de transferencia de calor del fluido térmico y caudal del mismo, radiación solar, velocidad del viento y temperatura ambiente. Las salidas pueden ser la eficiencia del colector, temperatura de salida del fluido, ganancia térmica, y pérdidas ópticas y térmicas.

Las pérdidas térmicas asociadas al tubo absorbente están formadas por pérdidas de calor por conducción a través de los soportes de los tubos absorbentes, pérdidas por radiación, convección y conducción desde el tubo absorbente hacia la cubierta de cristal, y pérdidas por convección y radiación desde el tubo de cristal al ambiente. En aquellos tubos absorbentes en los que entre el tubo metálico y el cristal hay vacío, las pérdidas térmicas por conducción y

convección desde el tubo metálico hacia la cubierta de vidrio quedan eliminadas y solamente hay, entre el tubo metálico y la cubierta de cristal, pérdidas por radiación.

#### 4.6.1 Modelo unidimensional de balance de energía

El modelo usa un balance de energía entre el fluido térmico y la atmósfera e incluye todas las ecuaciones y correlaciones necesarias para predecir los términos del balance de energía, que dependen del tipo del colector y de las condiciones del tubo absorbedor, propiedades ópticas y condiciones ambientales.

La figura 4.8a muestra el balance de energía estacionario unidimensional para una sección transversal de un tubo absorbedor, con y sin el vidrio que lo envuelve y la figura 4.8b muestra el modelo de resistencias térmicas y las definiciones de los subíndices.

Como aclaración, la energía solar incidente y las pérdidas ópticas han sido omitidas en el modelo de resistencias. Las pérdidas ópticas se deben a imperfecciones en los espejos del colector, errores en el seguimiento solar, sombras y suciedades en el espejo y el tubo absorbedor. La energía solar incidente efectiva (energía solar menos las pérdidas ópticas) es absorbida por el vidrio envolvente ( $q_{5SolAbs}$ ) y por el recubrimiento selectivo ( $q_{3SolAbs}$ ).

Parte de la energía que absorbe el recubrimiento selectivo es conducida a través de la pared del tubo interior ( $q_{23cond}$ ) y transferida al fluido térmico por convección ( $q_{12conv}$ ); la parte de energía que no es absorbida se transmite de vuelta al vidrio envolvente por convección ( $q_{34conv}$ ) y radiación ( $q_{34rad}$ ) y algunas pérdidas que se van por conducción a través de los puntos de apoyo de la estructura soporte ( $q_{cond, bracket}$ ). Las pérdidas referentes a la energía no absorbida por el fluido que llegan de nuevo al vidrio por convección y radiación pasan a través de él por conducción ( $q_{45cond}$ ) y se suman a las pérdidas por convección con el ambiente de la superficie exterior del vidrio ( $q_{56conv}$ ) más las pérdidas de éste por radiación ( $q_{57rad}$ ).

Si no contamos con un vidrio envolvente, las pérdidas de calor del tubo absorbedor van directamente al ambiente ( $q_{36conv}$  y  $q_{37rad}$ ).

El modelo asume que todas las temperaturas, los flujos de calor y las propiedades termodinámicas son uniformes en toda la circunferencia de la sección transversal del tubo. También que todas las direcciones mostradas en la Figura 4.8a son positivas.

Con ayuda de la Figura 4.8, las ecuaciones del balance de energía se determinan por la conservación de energía en cada superficie de la sección transversal del tubo.

Con vidrio envolvente:

$$q_{12conv} = q_{23cond} \quad (1)$$

$$q_{3SolAbs} = q_{23cond} + q_{34rad} + q_{34conv} + q_{cond, bracket} \quad (2)$$

$$q_{34rad} + q_{34conv} = q_{45cond} \quad (3)$$

$$q_{45cond} + q_{5SolAbs} = q_{57rad} + q_{56conv} \quad (4)$$

$$q_{HeatLoss} = q_{57rad} + q_{56conv} + q_{cond,bracket} \quad (5)$$

Sin envolvente:

$$q_{12conv} = q_{23cond} \quad (6)$$

$$q_{3SolAbs} = q_{23cond} + q_{37rad} + q_{36conv} + q_{cond,bracket} \quad (7)$$

$$q_{HeatLoss} = q_{37rad} + q_{36conv} + q_{cond,bracket} \quad (8)$$

Hay que tener en cuenta que la absorción solar ( $q_{3SolAbs}$ ) y ( $q_{5SolAbs}$ ) son tratadas como términos de flujo de calor. Esto simplifica los términos de absorción solar y hace que la conducción de calor a través del tubo absorbedor y el vidrio envolvente sean lineales.

En realidad, la absorción solar en el tubo metálico (material opaco) y en el vidrio (material semitransparente) son fenómenos volumétricos. Sin embargo, la mayor parte de la absorción en el absorbedor ocurre muy próximo a la superficie, y aunque se absorbe calor en todo el espesor del vidrio, el índice de absorción es relativamente pequeño ( $\alpha = 0.02$ ).

Todos los términos de las ecuaciones 1-8 se definen en la Tabla 4.2. Todos los balances se consideran flujos de calor por unidad de longitud de tubo.

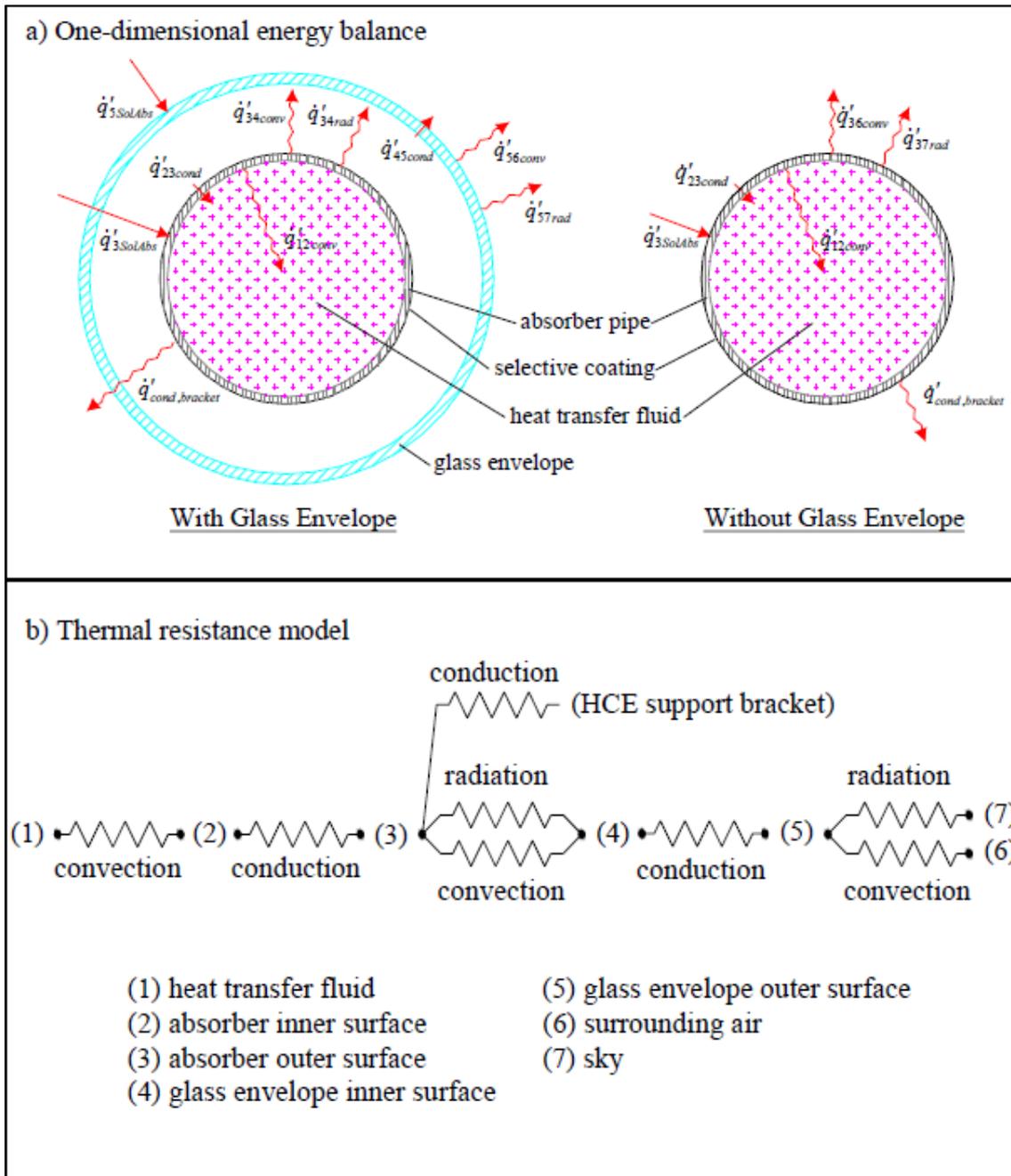


Fig. 4.8: a) Balance unidimensional de energía en estado estacionario y b) modelo de resistencia térmica para una sección trasversal de un tubo absorbedor

Flujo	Modo	Sentido del flujo de calor	
		Desde	Hasta
$q_{12conv}$	Convección	Superficie interna del tubo interno	Fluido térmico
$q_{23cond}$	Conducción	Superficie externa del tubo interno	Superficie interna del tubo interno
$q_{3SolAbs}$	Absorción de irradiación solar	Irradiación solar incidente	Superficie externa del tubo interno
$q_{34conv}$	Convección	Superficie externa del tubo interno	Superficie interna del vidrio envolvente
$q_{34rad}$	Radiación	Superficie externa del tubo interno	Superficie interna del vidrio envolvente
$q_{45cond}$	Conducción	Superficie interna del vidrio envolvente	Superficie externa del vidrio envolvente
$q_{5SolAbs}$	Absorción de irradiación solar	Irradiación solar incidente	Superficie externa del vidrio envolvente
$q_{56conv}$	Convección	Superficie externa del vidrio envolvente	Ambiente
$q_{57rad}$	Radiación	Superficie externa del vidrio envolvente	Cielo
$q_{36conv}$	Convección	Superficie externa del tubo interno	Ambiente
$q_{37rad}$	Radiación	Superficie externa del tubo interno	Cielo
$q_{cond,bracket}$	Conducción	Superficie externa del tubo interno	Apoyo del soporte de la estructura
$q_{HeatLoss}$	Convección y radiación	Elemento de absorción de calor	Ambiente y cielo

Tabla 4.2 Flujos de calor que aparece en el balance de energía

### 1) Transferencia de calor por convección entre el fluido térmico y el tubo interno.

De la ley de Newton de enfriamiento, el calor por convección desde la cara interna del tubo hasta el fluido térmico es:

$$q_{12conv} = h_1 D_2 \pi (T_2 - T_1) \quad (9)$$

con,

$$h_1 = Nu_{D_2} \frac{k_1}{D_2} \quad (10)$$

donde,

$h_1$  = coeficiente de transferencia de calor por convección del HTF a  $T_1$  (W/m<sup>2</sup>-K)

$D_2$  = Diámetro interno del tubo (m)

$T_1$  = Temperatura del fluido térmico (°C)

$T_2$  = Temperatura de la superficie interna del tubo (°C)

$Nu_{D_2}$  = Número adimensional Nusselt basado en  $D_2$

$k_1$  = Coeficiente de conducción del fluido térmico a la temperatura  $T_1$  (W/m-K)

En estas ecuaciones las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  son independientes de las direcciones angular y longitudinal del tubo, como lo serán todas las temperaturas y propiedades en el modelo de balance de energía unidimensional.

El número Nusselt depende del tipo de fluido térmico que circula a través del tubo. Si trabaja en las típicas condiciones de operación estamos en una región de régimen turbulento. Sin embargo, en horas de baja radiación o cuando se quiere evaluar las pérdidas térmicas en una plataforma de prueba, el flujo puede que trabaje en zona de transición o laminar debido a la viscosidad del fluido a bajas temperaturas. Por lo tanto, para modelar las pérdidas de calor en todas las condiciones, el modelo incluye instrucciones condicionales para determinar el tipo de flujo. El número de Nusselt usado para cada condición de flujo se describe en el siguiente punto.

### 1.1) Casos de flujos turbulento y de transición

Para el modelo de transferencia de calor convectivo desde el tubo al fluido en los casos de régimen turbulento y de transición (número de Reynolds  $> 2300$ ) se usa la siguiente correlación desarrollada por Gnielinski [1976]:

$$Nu_{D_2} = \frac{f_2/8 (Re_{D_2} - 1000) Pr_1}{1 + 12,7\sqrt{f_2/8} (Pr_1^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_1}{Pr_2}\right)^{0,11} \quad (11)$$

con

$$f_2 = (1,82 \log_{10}(Re_{D_2}) - 1,64)^{-2} \quad (12)$$

donde,

$f_2$  = Factor de fricción para la superficie interna del tubo

$Pr_1$  = Número de Prandtl para el fluido térmico, evaluado a la temperatura  $T_1$

$Pr_2$  = Número de Prandtl para el fluido térmico, evaluado a la temperatura  $T_2$

Esta correlación es válida para los casos de flujo turbulento y flujo laminar en los que el número de Reynolds se encuentre entre 2300 y 4000. Además, la correlación se ajusta a las variaciones que puedan existir en las propiedades debido a la diferencia de temperatura entre la pared y la del fluido. La correlación es válida para  $0.5 < Pr_1 < 2000$  y  $2300 < Re_{D_2} < 5E6$ . Excepto para  $Pr_2$ , todas las propiedades son evaluadas a la temperatura  $T_1$ . La correlación asume un flujo de calor y de temperatura uniforme, y una superficie interna del tubo lisa.

### 1.2) Caso de flujo laminar

Para la opción de flujo laminar (número de Reynolds  $< 2300$ ) el número de Nusselt se puede tomar como una constante. Para un flujo en una tubería el valor será 4.36 [Incropera y DeWitt 1990]. Para un flujo a través de una corona circular el número de Nusselt depende de la

relación entre el diámetro menor y mayor de dicha corona ( $D_p/D_2$ ). Estos valores son calculados asumiendo que el flujo a través de la tubería o la corona son constantes.

## 2) Transferencia de calor por conducción a través de la pared del tubo absorbedor

La ley de Fourier que describe la transferencia de calor a través de la pared de un cilindro hueco es la siguiente [Incropera y DeWitt]:

$$q_{23cond} = 2k_{23}\pi(T_2 - T_3)/\ln(D_3/D_2) \quad (13)$$

donde,

$k_{23}$  = Coeficiente de conducción evaluado a la temperatura media de la pared metálica del absorbedor  $(T_2+T_3)/2$  (W/m-K)

$T_2$  = Temperatura de la superficie interna del tubo (K)

$T_3$  = Temperatura de la superficie externa del tubo (K)

$D_2$  = diámetro interno del tubo absorbedor (m)

$D_3$  = diámetro externo del tubo absorbedor (m)

En esta ecuación el coeficiente de transferencia de calor es constante, y es evaluado a la temperatura media entre las superficies internas y externas del tubo  $T_{23}$ .

El coeficiente de conducción depende del tipo de material que sea el absorbedor. El modelo incluye 3 aceros inoxidables: 304L, 316L Y 321L, y un cobre: B42. Si se elige el 304L o 316L, el coeficiente de conducción es calculado con la siguiente ecuación.

$$k_{23} = (0,013)T_{23} + 15,2 \quad (14)$$

Si se elige el 321H,

$$k_{23} = (0,0153)T_{23} + 14,775 \quad (15)$$

Ambas ecuaciones son determinadas por ajuste lineal de datos Davis [2000]. Si se elige el cobre, el coeficiente de conducción es constante con un valor de 400 W/m-K [ASM Handbook Committee 1978].

La resistencia conductiva a través del recubrimiento selectivo no se ha tenido en cuenta.

## 3) Transferencia de calor desde el tubo absorbedor al vidrio envolvente

Entre el absorbedor y el vidrio se dan dos tipos de transferencia de calor, convección y radiación. La convección depende de la presión de la corona anular entre cilindros. Para bajas presiones ( $\leq 1$  torr), el mecanismo de transferencia de calor es conducción molecular. Para presiones altas ( $\geq 1$  torr) el mecanismo se llama convección libre. La radiación ocurre por la diferencia de temperaturas entre la cara externa del absorbedor y la cara interna del vidrio

envolvente. La transferencia de calor por radiación se calcula asumiendo que el vidrio es opaco a la radiación infrarroja y actúa como cuerpo negro ( $\rho=\alpha$ ).

### 3.1) Transferencia de calor por convección

Dos mecanismos de transferencia de calor son evaluados para determinar la convección entre la cara externa del absorbedor y la cara interna del vidrio ( $q_{34conv}$ ), una convección molecular libre y una convección natural.

#### 3.1.1) Vacío en la corona circular

Cuando la corona anular entre el tubo metálico y el vidrio envolvente está bajo vacío (presión  $\leq 1$  torr), la transferencia de calor por convección que se da entre el tubo y el vidrio es una convección molecular libre [Ratzel et al. 1979].

$$q_{34conv} = h_{34} D_3 \pi (T_3 - T_4) \quad (16)$$

con,

$$h_{34} = \frac{k_{std}}{\frac{D_3}{2 \ln\left(\frac{D_4}{D_3}\right)} + b\lambda\left(\frac{D_3}{D_4} + 1\right)} \quad (17)$$

$$b = \frac{(2-a)(9\gamma-5)}{2a(\gamma+1)} \quad (18)$$

$$\lambda = \frac{2.331E(-20)(T_{34} + 273.15)}{P_a \delta^2} \quad (19)$$

donde,

$D_3$  = diámetro externo del tubo absorbedor (m)

$D_4$  = diámetro interno del vidrio envolvente (m)

$h_{34}$  = Coeficiente de convección a la temperatura del gas  $T_{34}$  (W/m-K)

$T_3$  = Temperatura de la superficie externa del tubo ( $^{\circ}$ C)

$T_4$  = Temperatura de la superficie interna del vidrio envolvente ( $^{\circ}$ C)

$k_{std}$  = coeficiente de conducción térmico del gas que atraviesa la corona circular en condiciones de presión y temperatura estándar (W/m-K)

$b$  = coeficiente de interacción

$\lambda$  = camino libre medio entre colisiones de una molécula (cm)

$a$  = coeficiente de alojamiento

$\gamma$  = ratio del calor específico del gas que circula por la corona

$T_{34}$  = Temperatura media  $(T_3 + T_4)/2$  ( $^{\circ}$ C)

$P_a$  = Presión del gas (mmHg)

$\delta$  = diámetro molecular del gas (cm)

Esta correlación es válida para un número de Rayleigh  $Ra_{D_4} < (D_4 / (D_4 - D_3))^4$ , pero sobreestima ligeramente la transferencia de calor para presiones muy pequeñas ( $\leq 0.0001$  torr). El diámetro molecular de los gases,  $\delta$ , se muestra en la tabla 4.3 para los gases de más uso. En la tabla también se comparan los coeficientes de convección ( $h_{34}$ ) y otros parámetros que son usados en el cálculo para cada uno de los tres gases que hemos incluido en este modelo.

Gas	kstd [W/m-K]	b	$\lambda$ [cm]	$\gamma$	$\delta$ [cm]	$h_{34}$ [W/m <sup>2</sup> -K]
Aire	0.02551	1.571	88.67	1.39	3.53E-8	0.0001115
Hidrógeno	0.1769	1.581	191.8	1.398	2.4E-8	0.0003551
Argón	0.01777	1.886	76.51	1.677	3.8E-8	0.00007499

T1avg = 300 °C, Radiación solar= 940 W/m<sup>2</sup>

Tabla 4.3: Propiedades de los gases que aparecen en la corona en vacío

### 3.1.2) Presión en la corona circular

Cuando la corona circular pierde vacío (presión  $\geq 1$  torr), el mecanismo de transferencia de calor entre el absorbedor y el vidrio envolvente es una convección natural. La correlación de convección natural para un espacio anular entre dos cilindros horizontal es la siguiente [Bejan 1995]:

$$q_{34conv} = \frac{2.425k_{34}(T_3 - T_4)(PrRa_{D_3}/(0.861 + Pr_{34}))^{1/4}}{(1 + (D_3/D_4)^{3/5})^{5/4}} \quad (20)$$

$$Ra_{D_3} = \frac{g\beta(T_3 - T_4)D_3^3}{\alpha\nu} \quad (21)$$

Para un gas ideal:

$$\beta = \frac{1}{T_{34}} \quad (22)$$

$k_{34}$  = Coeficiente de conducción a la temperatura del gas  $T_{34}$  (W/m-K)

$T_3$  = Temperatura de la superficie externa del tubo (°C)

$T_4$  = Temperatura de la superficie interna del vidrio envolvente (°C)

$D_3$  = diámetro externo del tubo absorbedor (m)

$D_4$  = diámetro interno del vidrio envolvente (m)

$Pr_{34}$  = número Pradtl

$Ra_{D_3}$  = Número de Rayleigh evaluado para el diámetro  $D_3$

$\beta$  = coeficiente de expansión térmica volumétrica (1/K)

$T_{34}$  = Temperatura media  $(T_3 + T_4)/2$  (°C)

Esta correlación asume que estamos trabajando con un cilindro concéntrico, horizontal, alargado con una temperatura uniforme a lo largo de su superficie y válido para  $Ra_{D_4} > (D_4 / (D_4 - D_3))^4$ . Todas las propiedades térmicas se evaluarán a la temperatura media  $(T_3 + T_4)/2$ .

### 3.2) Transferencia de calor por radiación

El calor por radiación entre el absorbedor y el vidrio envolvente ( $q_{34rad}$ ) se puede estimar con la siguiente ecuación [Incropera y DeWitt 1990]:

$$q_{34rad} = \frac{\sigma \pi D_3 (T_3^4 - T_4^4)}{\left(\frac{1}{\epsilon_3} + \frac{(1 - \epsilon_4) D_3}{\epsilon_4 D_4}\right)} \quad (23)$$

donde,

$\sigma$  = constante Stefan-Boltzmann ( $W/m^2 \cdot K^4$ )

$T_3$  = Temperatura de la superficie externa del tubo ( $^{\circ}C$ )

$T_4$  = Temperatura de la superficie interna del vidrio envolvente ( $^{\circ}C$ )

$D_3$  = diámetro externo del tubo absorbedor (m)

$D_4$  = diámetro interno del vidrio envolvente (m)

$\epsilon_3$  = emisividad del recubrimiento selectivo

$\epsilon_4$  = emisividad del vidrio

Bastantes hipótesis derivan de esta ecuación: entre el absorbedor y el vidrio tenemos vacío, las superficies son cuerpos negros, la irradiación y reflexión son difusas, los cilindros son concéntricos e isotérmicos. También, se asume que el vidrio envolvente es opaco a la radiación infrarroja.

Por otro lado, no todas estas hipótesis son completamente precisas ya que, por ejemplo, ni el vidrio ni el recubrimiento selectivo son cuerpos negros, tampoco el vidrio envolvente es completamente opaco al espectro de radiación térmica. Sin embargo, los errores asociados a estas hipótesis son relativamente pequeños.

### 4) Transferencia de calor por conducción a través del vidrio envolvente

La transferencia de calor por conducción a través del vidrio envolvente usa la misma ecuación que la de conducción a través de la pared del absorbedor descrita en el punto 2. Debido al tratamiento anti reflectante en las superficies interna y externa de éste se asume que no hay que introducir ninguna resistencia térmica en la ecuación y que no hay ningún efecto en la emisividad del gas. Esta hipótesis debería ser bastante precisa, ya que el tratamiento es un ataque térmico que no añade ningún elemento a la superficie del vidrio. Como en el caso del absorbedor, la distribución de temperatura se supone lineal y el coeficiente de conducción se supone constante con valor de 1.04 (Vidrio Pyrex<sup>®</sup>) [Touloukian y DeWitt 1972].

$$q_{45cond} = 2k_{45} \pi (T_4 - T_5) / \ln(D_5/D_4) \quad (24)$$

donde,

$D_5$  = Diámetro externo del tubo (m)

$D_4$  = Diámetro interno del tubo (m)

$T_5$  = Temperatura de la superficie externa del vidrio ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_4$  = Temperatura de la superficie interna del vidrio ( $^{\circ}\text{C}$ )

$k_{45}$  = conductividad térmica del vidrio evaluada a la temperatura  $T_{45} = (T_5 + T_4)/2$  (W/m-K)

## 5) Transferencia de calor desde el vidrio envolvente a la atmósfera

El calor se transferirá desde el vidrio envolvente a la atmósfera por convección y radiación. La convección será forzada o natural, dependiendo de si hay viento. Las pérdidas por radiación se dan debido a la diferencia de temperatura en el vidrio y el "cielo".

### 5.1) Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor por convección desde el vidrio a la atmósfera ( $q_{56conv}$ ) conlleva las pérdidas más grandes de calor, especialmente si hay viento. Siguiendo la ley de Newton de enfriamiento:

$$q_{56conv} = h_{56} D_5 \pi (T_5 - T_6) \quad (25)$$

con,

$$h_{56} = Nu_{D_5} \frac{k_{56}}{D_5} \quad (26)$$

donde,

$h_{56}$  = coeficiente de transferencia de calor por convección del aire para temperatura  $T_{56} = (T_5 + T_6)/2$  (W/m<sup>2</sup>-K)

$D_5$  = Diámetro interno del tubo (m)

$T_5$  = Temperatura de la superficie externa del vidrio ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_6$  = Temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

$Nu_{D_5}$  = Número adimensional Nusselt basado en  $D_5$

$k_{56}$  = conductividad térmica del aire evaluada a la temperatura  $T_{56} = (T_5 + T_6)/2$  (W/m-K)

El número de Nusselt depende de si la convección es forzada (con viento) o natural (sin viento).

#### 5.1.1) Caso sin viento

Si no hay viento, la convección desde el vidrio al medio será natural. Para este caso, en la ecuación de  $q_{56conv}$  el número de Nusselt se estimará por la correlación desarrollada por Churchill y Chu:

$$Nu_{D_5} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_{D_5}^{1/6}}{9} \right\}^2 \left[ 1 + \left( \frac{0.559}{Pr_{56}} \right)^{1/6} \right]^{8/27} \quad (27)$$

$$Ra_{D_5} = \frac{g\beta(T_5 - T_6)D_5^3}{\alpha_{56}\nu_{56}} \quad (28)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{56}} \quad (29)$$

$$Pr_{56} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}} \quad (30)$$

$Pr_{56}$  = número Pradtl para la temperatura  $T_{56}$

$Ra_{D_5}$  = Número de Rayleigh evaluado para el diámetro  $D_5$

$\beta$  = coeficiente de expansión térmica volumétrica (1/K)

$T_{56}$  = Temperatura media  $(T_5 + T_6)/2$  (°C)

$g$  = constante gravitatoria (9.81) (m/s<sup>2</sup>)

$\alpha_{56}$  = coeficiente de difusión del aire a una temperatura  $T_{56}$  (m<sup>2</sup>/s)

$\nu_{56}$  = coeficiente de viscosidad del aire a una temperatura  $T_{56}$  (m<sup>2</sup>/s)

$T_{56}$  = Temperatura de película  $(T_5 + T_6)/2$  (K)

Esta correlación es válida para  $10^5 < Ra_{D_0} < 10^{12}$ , y asume que es un cilindro horizontal isotérmico a lo largo. Además, todas las propiedades del fluido son calculadas a la temperatura de película  $(T_5 + T_6)/2$ .

### 5.1.2) Caso en el que hay viento

Si hay viento la transferencia de calor por convección desde el vidrio envolvente al medio ambiente será una convección forzada. El número de Nusselt, en este caso, se estima con la correlación de convección forzada externa con un flujo térmico normal a un cilindro isotérmico [Incropera y DeWitt 1990].

$$Nu_{D_5} = C Re_{D_5}^m Pr_6^n \left(\frac{Pr_6}{Pr_5}\right)^{1/4} \quad (31)$$

con,

$Re_D$	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6
200000-1000000	0.076	0.7

y

$n=0.37$ , para  $Pr \leq 10$

$n=0.36$ , para  $Pr > 10$

Esta correlación es válido para  $0.7 < Pr_6 < 500$ , y  $1 < Re_{D_5} < 10^6$ . Todas las propiedades de los fluidos son evaluadas a temperatura atmosférica,  $T_6$ , excepto  $Pr_5$ , el cual es evaluado a la temperatura de la superficie externa del vidrio envolvente.

## 5.2) Transferencia de calor por radiación

Como se discutirá en el punto 6, la radiación solar útil se trata en términos de absorción. Por tanto, la transferencia de calor por radiación entre el vidrio envolvente y el “cielo”, discutido aquí, es causada por la diferencia de temperaturas entre éstos. Para hacer una aproximación, se asume que el vidrio es un cuerpo gris convexo dentro de un gran cuerpo negro que es el cielo. La transferencia de radiación neta entre el vidrio y el cielo se calcula [Incropera y DeWitt 1990]:

$$q_{57rad} = \sigma \pi D_5 \epsilon_5 (T_5^4 - T_7^4) \quad (32)$$

donde,

$\sigma$  = Stefan-Boltzmann constant ( $W/m^2 \cdot K^4$ )

$T_5$  = Temperatura de la superficie externa del vidrio ( $^{\circ}C$ )

$T_7$  = Temperatura del cielo ( $^{\circ}C$ )

$D_5$  = diámetro externo del vidrio envolvente (m)

$\epsilon_5$  = emisividad de la cara externa del vidrio envolvente

El cielo, especialmente durante las horas de menos claridad no actúa como cuerpo negro; sin embargo, es una práctica común modelarlo como tal y usar una efectividad para compensar el error a la que lleva la hipótesis. Duffy y Beckham (1990) afirmaron que “la temperatura del cielo efectiva tiene en cuenta el hecho de que la atmósfera no tiene una temperatura uniforme y que la atmósfera radia solo en ciertas bandas de longitud de onda. Además, la atmósfera es transparente para la región de longitud de onda entre 8 y 14  $\mu m$ , pero fuera de este rango la atmósfera tiene bandas de absorción que cubren todo el espectro infrarrojo. Varias propuestas se han llevado a cabo para relacionar una temperatura efectiva con un día de cielo claro bajo medidas de datos meteorológicos, sin embargo, para simplificar el modelo, se toma como temperatura aproximada aquella que sea 8 grados menos que la temperatura ambiente.

## 6) Absorción de la irradiación solar

Las pérdidas ópticas y la absorción solar- dada la irradiación normal directa solar, ángulo solar, las propiedades ópticas de los espejos cilindro-parabólicos y los componentes del absorbedor- es muy difícil de modelar de manera precisa con un conjunto de ecuaciones que se puedan resolver con un programa de software como EES. Debido a esto, los términos de eficiencia óptica se estiman y se combinan para formar una eficiencia óptica efectiva, que a su vez se utiliza para determinar la pérdida óptica y los términos de absorción solar.

### 6.1) Propiedades ópticas

Las propiedades ópticas utilizadas en el modelo del tubo absorbedor se obtienen a partir de una combinación de fuentes. Algunas se determinaron mediante un modelo implantado en la planta SEGS completado, más tarde, por NREL (National Renewable Energy Laboratory). Otros

fueron determinados por las pruebas realizadas por SNL (Sandia National Laboratories), y Solel Solar Systems Ltd. de Israel – uno de los principales fabricantes de tubos absorbedores.

Los términos de la Tabla 4.4 son usados para estimar la eficiencia óptica eficaz. La tabla se generó a partir de datos publicados en un informe de NREL [Price et al. 2002], que a su vez se basa en las pruebas de campo [Dudley et al. 1994], y el modelado implementado en el software. Los primeros tres términos,  $\epsilon'_1$ ,  $\epsilon'_2$  y  $\epsilon'_3$ , y el último término,  $\epsilon'_6$ , son estrictamente estimados. El coeficiente de reflexión de un espejo limpio  $\rho_{cl}$  es un valor conocido, y los dos términos referidos al efecto de la suciedad son aproximaciones  $\epsilon'_4$  y  $\epsilon'_5$  recomendadas por Duffie y Beckman [1991]. Los datos de la tabla son válidos únicamente para la irradiación solar incidente normal a la apertura del colector. Un término modificador del ángulo de incidencia se añade a causa de que existen pérdidas debido a la aproximación del ángulo de incidencia que incluye sombras al final del tubo, cambios en la reflexión y refracción, y los efectos del ángulo de incidencia en el recubrimiento selectivo.

$\epsilon'_1$ = Sombras sobre el tubo	0.974
$\epsilon'_2$ = Coeficiente de pérdidas por grietas	0.994
$\epsilon'_3$ = Coeficiente de pérdidas geométricas	0.98
$\rho_{cl}$ = Reflectancia de un espejo limpio	0.935
$\epsilon'_4$ = Suciedad en los espejos	Refletividad/ $\rho_{cl}$
$\epsilon'_5$ = Suciedad en el tubo	$(1 + \epsilon'_4)/2$
$\epsilon'_6$ = Término de error	0.96
* reflectividad es una entrada al modelo definida por el usuario (valores entre 0.88 y 0.93)	

Tabla 4.4: Términos para estimar la eficiencia óptica eficaz

En la tabla 4.4, hay términos definidos para los efectos geométricos del colector (sombreado, seguimiento, alineación), los efectos de transmitancia sobre el vidrio envolvente y el espejo (reflectancia del espejo y efecto de la suciedad), y un término de error por las diferencias inexplicables que puede haber entre datos obtenidos de una planta real y los datos obtenidos del modelo. Continuas pruebas se siguen llevando a cabo para perfeccionar todos estos valores y llegar a un mejor entendimiento de las propiedades ópticas de los tubos absorbedores.

Otro término, *modificador del ángulo de incidencia*, es necesario para los casos cuando la irradiación solar no es normal a la apertura del colector. Es una función del ángulo de incidencia solar normal a la abertura del colector. La ecuación se determinó a partir de pruebas en un colector llevado a cabo en SNL [Dudley et al. 1994].

$$K = \cos(\theta) + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2 \quad (33)$$

Otras propiedades ópticas son el coeficiente de absorción, coeficiente de emisividad y coeficiente de transmisividad; así como la absortancia y emisividad del recubrimiento selectivo. Absortancia y emisividad son constantes para el vidrio (independientemente de la temperatura;  $\alpha = 0.02$ ,  $\epsilon = 0.86$ ). La transmitancia del recubrimiento selectivo (ver Tabla 4.5)

depende del tipo de material de dicho recubrimiento. Ambas transmitancias son constantes y la emisividad del recubrimiento depende de la temperatura de éste.

Recubrimiento selectivo	Tranmitancia del vidrio	Absortancia del recubrimiento	Emisividad del recubrimiento	
			100°C	400°C
Luz Black Chrome	0.935	0.94	0.11	0.27
Luz Cermet	0.935	0.92	0.06	0.15
Solel UVAC Cermet a	0.965	0.96	0.07	0.13
Solel UVAC Cermet b	0.965	0.95	0.08	0.15
Solel UVAC Cermet avg	0.965	0.955	0.076	0.14
Solel UVAC Cermet Proposed a	0.97	0.98	0.04	0.10
Solel UVAC Cermet Proposed b	0.97	0.97	0.02	0.07

*Tabla 4.5: propiedades de los distintos recubrimientos selectivos*

Las ecuaciones de emisividad utilizadas en los códigos se muestran en la Tabla 4.6, y coinciden con los valores de emisividad de la Tabla 4.5. Para todos los tipos de recubrimiento, los valores de emisividad calculados entre los dos puntos de referencia, 400°C-100°C, siguen una tendencia prácticamente lineal. Sin embargo, los UVAC (Universal Vacuum Air Collector) Cermets había más datos de prueba disponibles, por lo tanto esta emisividad se describe con un ajuste polinómico de segundo orden. Además los valores de Solel UVAC Cermet a y Solel UVAC Cermet b fueron especificados por el fabricante para un solo valor de temperatura de 400°C; por lo tanto, la dependencia de la temperatura tuvo que ser aproximada. Esto se hizo con una pendiente y la intersección de la línea que sigue la tendencia de los resultados para el Cermet probados por SNL.

Coating Type	Coating Emittance*
Luz Black Chrome	$0.0005333 (T + 273.15) - 0.0856$
Luz Cermet	$0.000327 (T + 273.15) - 0.065971$
Solel UVAC Cermet a	$(2.249E-7)T^2 + (1.039E-4)T + 5.599E-2$
Solel UVAC Cermet b	$(1.565E-7)T^2 + (1.376E-4)T + 6.966E-2$
Solel UVAC Cermet avg	$(1.907E-7)T^2 + (1.208E-4)T + 6.282E-2$
Solel UVAC Cermet Proposed a	$(2.084E-4)T + 1.663E-2$
Solel UVAC Cermet Proposed b	$(1.666E-4)T + 3.375E-3$

\* Todas las temperaturas están en grados Celsius.

*Tabla 4.6: ecuaciones para el cálculo de la emisividad del recubrimiento selectivo*

## 6.2) Absorción de irradiación solar en el vidrio envolvente

Como se indica en la sección 4.7.1, la absorción solar en la envoltura de vidrio es tratada como un flujo de calor para simplificar el modelo. Físicamente esto no es cierto. La absorción solar sobre el cristal es un fenómeno de generación de calor y es una función del espesor del vidrio. Sin embargo, esta suposición introduce un error insignificante, ya que el coeficiente de absorción solar es pequeño para el vidrio, 0.02, y el vidrio es relativamente delgado, 3 mm. Además, se estima una eficiencia óptica para calcular la absorción solar. Dicho esto, la ecuación para la absorción solar en la envoltura de vidrio es la siguiente:

$$q_{5SolAbs} = q_{si} \eta_{env} \alpha_{env} \quad (34)$$

con,

$$\eta_{env} = \varepsilon'_1 \varepsilon'_2 \varepsilon'_3 \varepsilon'_4 \varepsilon'_5 \varepsilon'_6 \rho_{cl} K \quad (35)$$

donde,

$q_{si}$  = radiación solar por longitud de receptor (W/m)

$\eta_{env}$  = eficiencia óptica efectiva del vidrio envolvente

$\alpha_{env}$  = absorción del vidrio (Pyrex<sup>®</sup>)

$K$  = modificador del ángulo de incidencia (definido en la ecuación 33)

Todos los términos en la ecuación 35, a excepción de  $K$ , son de la Tabla 4.4. El término radiación solar ( $q_{si}$ ) en la ecuación 34 se determina multiplicando la irradiación solar directa normal por el área de la superficie reflectiva normal proyectada del colector (área de abertura) y dividiéndola por la longitud del receptor. Todos los términos en ambas ecuaciones se suponen que son independientes de la temperatura.

## 6.3) Absorción de la irradiación solar en el absorbedor

La energía solar absorbida por el absorbedor se produce muy cerca de la superficie; por lo tanto, se trata como un flujo de calor (ver sección 4.7.1). La ecuación para la absorción solar en el absorbedor es la siguiente:

$$q_{3SolAbs} = q_{si} \eta_{abs} \alpha_{abs} \quad (36)$$

con,

$$\eta_{abs} = \eta_{env} \tau_{env} \quad (37)$$

donde,

$\eta_{abs}$  = eficiencia óptica efectiva del tubo metálico

$\alpha_{abs}$  = absorción del tubo metálico

$\tau_{env}$  = transmitancia del vidrio envolvente

En la ecuación 37,  $\eta_{env}$  es el mismo valor que se muestra en el punto 6.2. Una vez más, todos los términos en ambas ecuaciones se suponen que son independientes de la temperatura.

### 7) Pérdida de calor a través de los puntos de apoyo de la estructura soporte

Los tubos absorbedores están en la línea focal del colector y para ello necesitan de una estructura que los mantenga fijos en esa línea, con un apoyo cada cuatro metros de longitud de éste y otros dos en los extremos del tubo. Las pérdidas a través de estos puntos de apoyo se aproximan tratándolos como una aleta infinita con su base a una temperatura de 10 grados menor que la de la superficie exterior absorbedor  $T_3$  en el punto donde está fijado el soporte. Las pérdidas de calor a través de estos apoyos se estiman con la siguiente ecuación [Incropera y DeWitt 1990].

$$\dot{q}'_{cond,bracket} = \sqrt{\bar{h}_b P_b k_b A_{cs,b}} (T_{base} - T_6) / L_{HCE} \quad (38)$$

donde,

$h_b$  = coeficiente de convección medio del apoyo (W/ m<sup>2</sup>-K)

$P_b$  = perímetro del apoyo (m)

$k_b$  = coeficiente de conducción (W/m-K)

$A_{cs,b}$  = mínima sección transversal del apoyo (m<sup>2</sup>)

$T_{base}$  = temperatura de la base del apoyo (°C)

$L_{HCE}$  = longitud del receptor (m)

El perímetro del soporte  $P_b$  en la ecuación 38 es el perímetro de los tubos de apoyo cuyo valor es 0.2032 m, que van desde la fijación del soporte a la estructura del colector.

El área  $A_{cs,b}$  es el área de sección transversal de las dos lengüetas de conexión, 0.0254 m x 0.003175 m (1.613E-4 m<sup>2</sup>), de los tubos para la fijación del absorbedor. El coeficiente de conducción ( $k_b$ ) para el soporte de apoyo es una constante igual a 48,0 W/m-K (acero al carbono a 600 K).

El coeficiente de película  $h_b$  en la ecuación 38 depende de la velocidad del viento. Si no hay viento ( $\leq 0,1$  m/s), el coeficiente de película se estima con la misma correlación descrita en el punto 5.1.1 para una convección natural en un cilindro largo horizontal isotérmico. Si hay viento ( $> 0,1$  m / s), el coeficiente de película se calcula con la correlación descrita en el punto 5.1.2. Para ambos casos, "2 pulgadas= 0.0508m" se utiliza como el diámetro efectivo de los soportes de apoyo y la temperatura media constante del soporte se estima como  $(T_{base}+T_6)/3$  (la temperatura de base del apoyo más la temperatura ambiente dividido por tres). También, después de sacar datos experimentales de las pruebas realizadas en una planta real, el coeficiente de película estaba dentro de los valores esperados, 2-25 W/m<sup>2</sup>-K para la convección libre y 25-250 W/m<sup>2</sup>-K para convección forzada.

## 8) Caso en el que no hay vidrio envolvente

Como se mencionó en la sección 4.7.1, el tubo absorbedor se modela con y sin el vidrio que lo envuelve. La mayoría de ecuaciones discutidas hasta ahora son para el caso en el que hay vidrio. Cuando el vidrio no está presente, las ecuaciones 1-5 del balance de energía, se reducen a las ecuaciones 6-8 (como se muestra en la sección 4.7.1). Las ecuaciones  $q_{12conv}$  y  $q_{23cond}$  permanecen sin cambios para los dos casos. Sin la envoltura de vidrio, las ecuaciones de convección y radiación para el absorbedor se calculan con las mismas ecuaciones que en el punto 5. También, el término de absorción solar para el absorbedor se ajusta para tener en cuenta el flujo solar que ya no se pierde con el vidrio envolvente. En este caso  $\eta_{abs}$  equivale a  $\eta_{env}$  del punto 6.2 sin el término  $\epsilon_5$  el cual tiene en cuenta el vidrio.

### 4.6.2 Modelo bidimensional de balance de energía

Este modelo se construyó dividiendo la longitud del receptor en segmentos "N" de igual longitud, con continuidad de temperatura en las superficies de delimitación (Figura 4.9). Los flujos de calor radiales se suponen uniformes y normales a las superficies de cada segmento y se evalúan en la temperatura media entre el lado izquierdo y derecho del segmento ( $(T_{right,i} + T_{left,i})/2$ ). La temperatura longitudinal se supone que es casi lineal (véase la Sección 5.5.12) y el coeficiente de conducción constante. Por lo tanto, los términos del lado derecho e izquierdo longitudinal. Con estos supuestos, los términos de transferencia de calor radial se pueden modelar con el balance energético de una sola dimensión (ver sección 4.7.1). El balance de energía en estado estacionario para el receptor se puede estimar con la siguiente ecuación.

$$0 \approx \sum_1^N q_i A_i + \dot{m} \left[ \left( h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{1,in} - \left( h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{N,out} \right] \quad (39)$$

donde,

- $q_i$  = flujo de calor neto por unidad de área ( $W/m^2$ )
- $A_i$  = área de la circunferencia del segmento "i" ( $m^2$ )
- $\dot{m}$  = caudal másico ( $kg/s$ )
- $h$  = entalpía ( $J/kg$ )
- $v$  = velocidad del fluido térmico ( $m/s$ )

En esta ecuación, la energía potencial se desprecia, y el flujo de masa es constante. La energía cinética se conserva debido a que el HTF se expande térmicamente, especialmente para los receptores largos ( $> 700$  m). La velocidad será necesaria para calcular la caída de presión y los números de Reynolds locales, que se utilizan para determinar el flujo de energía y los términos de la transferencia de calor por convección radial.

Para un segmento "i" de un receptor de longitud de  $\Delta L_{aperture}$ , el balance de energía se convierte en

$$0 = q_i A_i + \dot{m} \left[ \left( h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{i,in} - \left( h + \frac{1}{2} v^2 \right)_{i,out} \right] \quad (40)$$

El flujo neto ( $q_i$ ) en las ecuaciones 39 y 40 incluyen la absorción solar y las pérdidas de calor.

$$q_i A_i = q_{SolarAbs,i} A_i - q_{HeatLoss,i} A_i \quad (41)$$

Los términos de la absorción solar incluyen tanto la del absorbedor ( $q_{3SolAbs,i}$ ) como la del vidrio envolvente ( $q_{5SolAbs,i}$ ).

$$q_{SolarAbs,i} A_i = q_{3SolAbs,i} \Delta L_{aperture} + q_{5SolAbs,i} \Delta L_{aperture} \quad (42)$$

Los términos de absorción solar son los mismos que los descritos en los puntos 6.2 y 6.3 de la sección 4.7.1.

La pérdida de calor en la ecuación 41 incluye las pérdidas por radiación y por convección desde el vidrio y las pérdidas por conducción a través de los soportes de apoyo.

$$q_{HeatLoss,i} A_i = q_{57rad,i} \Delta L_{aperture} + q_{56conv,i} \Delta L_{aperture} + q_{cond,bracket,total,i} \quad (43)$$

donde,

$$q_{cond,bracket,total,i} = \eta_i q_{cond,bracket,total,i} \quad (44)$$

Una vez más, los términos de radiación y convección se evalúan con las temperaturas longitudinales medias para cada segmento del receptor (véanse los puntos 5.1 y 5.2 de la sección 4.7.1). La pérdida de calor por conducción a través del soporte se describe en el punto 7 de la sección 4.7.1. Se evalúa con la temperatura media longitudinal para cada segmento. El parámetro  $\eta_i$  es el número de soportes unidos al segmento "i" y es una función de la longitud  $\Delta L_{aperture}$ .

Suponiendo que la densidad de HTF es sólo una función de la temperatura (incompresible con la presión), el cambio en entalpía en la ecuación 40 se puede aproximar con la siguiente ecuación.

$$\Delta h_i \approx c_{ave,i} \Delta T_i \quad (45)$$

donde,

$$\Delta T_i = (T_{inlet,i} - T_{outlet,i}) \quad (46)$$

El calor específico en la ecuación 45 ( $C_{ave,i}$ ) y la densidad ( $\rho_{ave,i}$ ) se evalúan en la temperatura media del fluido térmico lo largo de la longitud del segmento del receptor.

Sustituyendo todos los resultados anteriores en la ecuación 40:

$$0 = \left( q_{3SolAbs,i} + q_{5SolAbs,i} - q_{34rad,i} - q_{34conv,i} \right) \Delta L_{aperture} + \dot{m} \left[ c_{ave,i} (T_{in,i} - T_{out,i}) + \frac{1}{2} (v_{in,i}^2 - v_{out,i}^2) \right] - q_{cond,bracket,total,i} \quad (47)$$

Y, resolviendo para una temperatura de salida obtenemos:

$$T_{out,i} = \frac{\left( (\dot{q}'_{3SolAbs,i} + \dot{q}'_{5SolAbs,i} - \dot{q}'_{34rad,i} - \dot{q}'_{34conv,i}) \Delta L_{aperture} - \dot{q}_{cond,bracket,total,i} \right)}{(\dot{m} c_{ave,i})} + \frac{\frac{1}{2}(v_{in,i}^2 - v_{out,i}^2)}{c_{ave,i}} + T_{in,i} \quad (48)$$

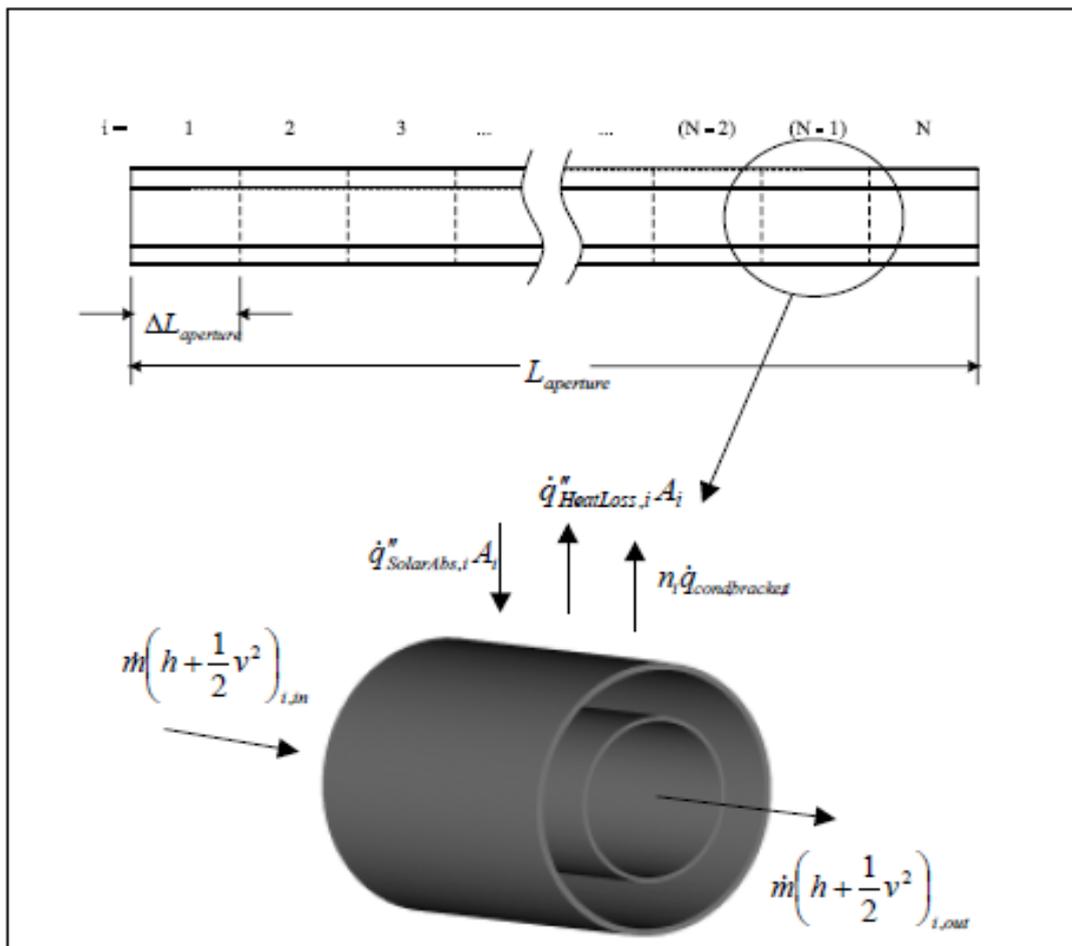


Fig. 4.9: Esquema de modelo de transferencia de calor 2D

En esta ecuación, la velocidad de entrada ( $v_{in,i}$ ) se determina a partir del área de la sección transversal del absorbedor y el caudal volumétrico, los cuales, ambos, son parámetros de entrada en el modelo. Las velocidades restantes se calculan a partir de conservación de la masa y la continuidad en los límites del segmento.

$$v_{out,i} = \frac{\dot{m}}{\rho_{out,i} A_{cs}} \quad (49)$$

$$v_{in,(i+1)} = v_{out,i} \quad (50)$$

El incremento de presión ( $\Delta P_i$ ) en la ecuación 48 se estima con una ecuación usada para calcular la pérdida de presión en una tubería horizontal con flujo turbulento completamente desarrollado [Munson et al. 1990].

$$\Delta P_i = \frac{f \Delta L_{aperture} \left( \frac{\dot{m}}{A_{cs}} \right)^2}{2 D_2 \rho_{ave,i}} \quad (51)$$

Donde  $f$  es el factor de fricción Darcy, y puede ser estimado para un flujo turbulento en una tubería con la ecuación de Colebrook [Munson et al. 1990].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon/D_2}{3.7} + \frac{2.51}{Re_{D_2,ave,i} \sqrt{f}} \right) \quad (52)$$

Aquí,  $\varepsilon$  es la rugosidad equivalente ( $\sim 1.5E-6$  m) y  $Re_{D_2}$  es el número de Reynolds calculado a la temperatura media axial del fluido para cada segmento del receptor.

con,

$$\mu_{ave,i} = \text{dynamic fluid viscosity (N-s/m}^2\text{)}$$

La temperatura de salida, velocidad de salida, la caída de presión, la ganancia de calor, y la pérdida de calor se pueden determinar con estas ecuaciones. Si los cálculos se hacen sin el vidrio envolvente, se hacen las siguientes sustituciones.

$$\begin{aligned} \dot{q}'_{5SolAbs,i} &\rightarrow 0 \\ \dot{q}'_{57rad,i} &\rightarrow \dot{q}'_{37rad,i} \\ \dot{q}'_{56conv,i} &\rightarrow \dot{q}'_{36conv,i} \end{aligned}$$

### 4.6.3 Supuestos y simplificaciones

Existen numerosos supuestos y simplificaciones realizadas en este modelo de un tubo absorbedor que han sido ya detallados, pero se incluyen algunos para completar.

El modelo de transferencia de calor asume que  $q_{si}$  es uniforme tanto alrededor de la sección transversal del tubo (ver sección 4.6.1) como a lo largo de su longitud. El patrón de flujo solar real en el tubo absorbedor dependerá de la geometría del colector, de los errores de alineación, de los errores de seguimiento, y cualquier aberración óptica en los espejos. El verdadero perfil del flujo solar alrededor de la circunferencia de la sección transversal será similar a una distribución normal asimétrica con el máximo en el punto más cercano al colector

y el mínimo situado en el lado opuesto al espejo. El perfil a lo largo de su longitud incluirá puntos calientes donde el flujo se superpone a causa de desalineaciones y aberraciones en el espejo.

El modelo supone que el flujo es uniforme; sin embargo, el flujo se calienta de forma asimétrica y, por lo tanto, en realidad no lo es. Para predecir con precisión la velocidad del fluido para la transferencia de calor por convección, tendría que ser utilizado un modelo computacional de dinámica de fluidos. Sin embargo, debido a la falta de uniformidad del flujo y lo mucho que afecta a la transferencia de calor se requieren más estudios. Por ahora, se supone que esto es un efecto insignificante, y se asume un flujo uniforme.

Otro efecto del flujo solar no uniforme es que da lugar a perfiles de temperatura no uniformes alrededor de la circunferencia. Los perfiles serían no lineales con las temperaturas máximas en los puntos más cercanos al colector y las temperaturas mínimas en el lado opuesto, que no recibirían radiación solar concentrada. El error asociado a asumir que las temperaturas circunferenciales son uniformes requiere más estudio; sin embargo, si suponemos uniformidad en los perfiles de flujo y temperatura causaría flujos de calor sobrestimados y no subestimados.

El modelo no tiene en cuenta flujos de transferencia de calor por radiación que no sea el que proviene del espejo del colector y el de la radiación solar directa (como puede ser influencia de la tierra, el suelo o materiales circundantes). Un análisis muestra que descuidar estas influencias podría añadir un error de 5%-10% a la transferencia de calor por radiación desde el vidrio envolvente. Sin embargo, ya que los resultados de error en la transferencia de calor por radiación están sobrestimados, se decidió dejar la simplificación en su lugar. Esto se justifica porque la pérdida de radiación es relativamente pequeña en comparación con la pérdida por convección, y ya que el modelo subestima normalmente las pérdidas.

Muchas correlaciones usadas en el modelo se basan en una temperatura uniforme en la dirección longitudinal. Sin embargo, debido a que la ganancia de calor por unidad de longitud disminuye cuando la temperatura del fluido térmico aumenta, y debido a que la pérdida de calor por radiación es no lineal, el perfil de temperatura real será no lineal. Suponiendo una temperatura uniforme -o utilizando una temperatura uniforme media- puede que se sobrestime la ganancia de calor y se subestime la pérdida de calor; sin embargo, suponer que los perfiles de temperatura son uniformes permite que todos los flujos de calor puedan tratarse como unidimensionales y se simplifique así, significativamente, el modelo.

Los coeficientes de película utilizados para estimar convección forzada de los soportes de apoyo y del tubo absorbedor se basan en una correlación que asume que el viento actúa normal al eje. En la práctica, el viento será muy turbulento y no uniforme, tanto en magnitud como en dirección. Por lo tanto, modelando el viento de forma normal al eje del soporte de tubo nos situamos en el caso más desfavorable para la pérdida de calor por convección forzada, y respondería a algunas preguntas que un diseñador puede tener sobre el efecto de la pérdida de calor causada por el viento. Como se muestra en la sección 5.5.3, cuando el espacio

anular entre el absorbedor y el vidrio es al vacío, las pérdidas de calor son bastante insensibles a la velocidad del viento.

Como se mencionó en el punto 6.1 de la Sección 4.6.1, las propiedades ópticas son estimaciones basadas en datos experimentales. Las pruebas demuestran que las propiedades ópticas influyen en el rendimiento del tubo. Por lo tanto, la hipótesis en el modelo de que las propiedades ópticas son uniformes puede no ser válida. Además, en el modelo, los términos de absorción, transmitancia y emisividad en el vidrio envolvente se suponen independientes de la temperatura. Esto también se conoce que no es cierto; sin embargo, se supone una dependencia con la temperatura muy débil.

Otros supuestos para las propiedades ópticas realizados en el modelo incluyen: (1) el término modificador del ángulo de incidencia ( $K$ ) está definido para cada tipo de tubo absorbedor y colector, y (2) las emisividades del recubrimiento selectivo sigue una relación dependiente de la temperatura que ha sido determinada experimentalmente. Como se mencionó anteriormente, ese término se basa en un conjunto de datos de prueba llevados a cabo en un Solel UVAC Cermet con un tipo de colector LS-2, y es diferente para diferentes tipos de tubo absorbedor y colector. La dependencia de la emisividad del recubrimiento selectivo con la temperatura se determinó a partir de mediciones experimentales sobre un tubo absorbedor a temperaturas más bajas que las temperaturas normales a las que operan las plantas SEGS. Por lo tanto, las funciones de emisividad pueden no ser muy precisas a temperaturas elevadas. (El error, si lo hay, asociado a esto no se sabe con exactitud).

Como se puede ver por el número de supuestos asociados a  $q_{\text{cond,bracket}}$ , el cálculo de las pérdidas de conducción a través de los apoyos de la estructura soporte es una aproximación. Por ejemplo, tanto la temperatura de la base del apoyo como la temperatura media del soporte están calculadas bajo suposiciones. Sin embargo, el coeficiente de película del soporte estimado y las pérdidas resultantes están dentro de los valores esperados - 2 a 25 W / m<sup>2</sup>-K para la convección libre y de 25 a 250 W / m<sup>2</sup>-K para convección forzada, y las pérdidas del soporte suponen del 1% al 4% del total de las pérdidas térmicas, dependiendo de las condiciones ambientales y la temperatura del fluido térmico.

Los datos de las propiedades termo-físicas se basan en tablas en los catálogos proporcionados por el fabricante. Sin embargo, algunos fabricantes han advertido que podría haber variaciones en las propiedades de cada lote fabricado, y que las propiedades cambian con el tiempo, especialmente después de numerosos ciclos térmicos y agitación mecánica. Además, los datos de las propiedades termo-físicas se basan en experimentos llevados a cabo a la presión de saturación. Las presiones reales serán más altas, dependiendo de los requisitos de bombeo de cada planta en un día particular.

## 5. SIMULACION

### 5.1 Códigos EES

El modelo matemático del tubo absorbedor ha sido codificado en EES. La función básica de EES es resolver ecuaciones algebraicas. EES es único respecto a otros programas porque identifica automáticamente todas las incógnitas y busca la solución más eficiente que resuelva un grupo de ecuaciones. Una vez que se encuentre una solución, la muestra por pantalla. Esto incluye soluciones matriciales. EES también es compatible para identificar procedimientos y funciones definidas por el usuario, y ofrece funciones integradas de propiedades matemáticas y termo-físicas. Además, EES tiene tablas paramétricas. Las tablas paramétricas son similares a las hojas de cálculo y son convenientes para la realización de estudios paramétricos, tales como las pérdidas de calor en función de la temperatura de entrada del fluido térmico. EES también puede resolver ecuaciones diferenciales y complejas, y llevar a cabo una optimización lineal y de regresión no lineal.

Se implantará en EES dos versiones sobre este modelo, la versión 1D y la versión 2D. Cada una puede ser usada para evaluar y refinar propiedades ópticas y parámetros de diseño del tubo absorbedor.

Estas versiones se pueden usar para la evaluación de las pérdidas y rendimiento del tubo según los cambios de diseño que se hagan, tales como una nueva capa selectiva propuesta o un nuevo material envolvente. También se puede utilizar para evaluar los efectos de daño en un tubo absorbedor, como pérdida de vacío entre el tubo metálico y el vidrio envolvente. Otras variables son las propiedades del fluido HTF, la velocidad del viento, irradiación solar, ángulo de incidencia de la radiación solar, caudal del fluido o temperatura ambiente.

En concreto, la versión bidimensional, se puede usar para evaluar los efectos de caída de presión y cambios de temperatura en el fluido térmico a lo largo de la longitud del tubo absorbedor. Esta versión es valiosa para evaluar los efectos asociados a la longitud del receptor, y predecir la temperatura y la velocidad de salida en base a unos datos de entrada dados.

### 5.2 Códigos EES modelo unidimensional

El código EES de la versión 1D sólo incluye el análisis de transferencia de calor unidimensional. Este modelo se puede usar para evaluar las eficiencias en receptores cortos ( $\leq 500$  m, véase el punto 5.4), o cuando no son necesarios los efectos de la longitud del receptor, por ejemplo, al evaluar los cambios relativos que se derivan de diferentes propiedades de los recubrimientos selectivos.

La versión unidimensional implementada en el programa EES es útil para evaluar el efecto que tienen los parámetros de diseño sobre las pérdidas térmicas y el rendimiento del tubo absorbedor (véase el punto 5.5). También se puede utilizar para evaluar recubrimientos

selectivos actuales o propuestas mediante la selección o introducción manual de las propiedades ópticas para un caso de estudio y evaluar los efectos que dañan los tubos, tales como pérdida de vacío o la ausencia de un vidrio envolvente.

### 5.2.1 Propiedades del fluido térmico

Lo primero que hay que elegir es el fluido térmico que se va a estudiar en el modelo y para ello necesitamos definir sus propiedades termofísicas. Las propiedades incluyen la temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ), la densidad ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ), presión de vapor (Pa), el calor específico ( $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$ ), la viscosidad dinámica ( $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ ), y la conductancia térmica ( $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ ). Todos los datos de las propiedades han sido obtenidos de las páginas webs respectivas a cada fluido. Estas propiedades han sido tomadas a la presión de saturación del fluido térmico. Por lo tanto, pequeñas variaciones en las propiedades se pueden esperar de una muestra a otra debido a efectos de la presión. Sin embargo, la temperatura tiene la mayor influencia sobre las propiedades, por lo tanto el programa evalúa propiedades para las distintas temperaturas a las que opere la planta. El programa permite estudiar nuevos fluidos térmicos fácilmente mediante la inserción de las propiedades adecuadas en el código.

### 5.2.2 Datos de entrada

El código EES permite al usuario introducir datos manualmente a través del teclado. Los datos de entrada al sistema de ecuaciones incluye: Condiciones ambientales, propiedades del tipo tubo y el colector, propiedades ópticas, propiedades de los fluidos térmicos y propiedades del recubrimiento selectivo.

- Las “condiciones ambientales” incluyen la irradiación directa incidente normal de energía solar, la temperatura ambiente, la velocidad del viento y el ángulo de incidencia solar.
- Las “propiedades del tipo colector y el tubo”, según el tipo que se seleccione, incluye propiedades del material absorbente, recubrimiento selectivo, el tipo gas en la corona anular, y las opciones de existencia o no de vidrio envolvente así como las propiedades ópticas y la geometría para el colector.
- Las “propiedades ópticas” incluyen la reflectividad y el ángulo de incidencia en el espejo del colector. El valor de reflectividad es un valor estimado de la reflectancia solar del espejo, e indica la calidad del espejo y la limpieza.
- Las “propiedades del fluido térmico” que son necesarias definir como datos de entradas ya se han descrito en la sección anterior.
- “Las propiedades del recubrimiento selectivo” se definen en el punto 6.1 de la sección 4.6.1 de este proyecto.

## Tabla paramétrica

La tabla paramétrica para la versión unidimensional de EES actúa como una hoja de cálculo. Contiene entradas definidas por el usuario y sus resultados. Para este caso la entrada (color negro) es la temperatura de entrada al tubo del fluido HTF,  $T_{int}$ .  $T_{1ave}$  ( $^{\circ}C$ ) es definida como la temperatura media del HTF entre la entrada y la salida del receptor. Las salidas (color azul) incluyen la pérdida de calor por longitud receptor,  $q_{HeatLoss}$  (W/m); la ganancia de calor en el líquido por longitud receptor,  $q_{12conv}$  (W/m); y la eficiencia del colector,  $\eta$  (%). La eficiencia se define como la ganancia de calor total HTF por longitud receptor dividido por la insolación solar directa normal en la abertura del colector por longitud receptor, 950 (W/m).

Table 1	Table 2	1	2	3	4	5	6	7	8
1..10	$\eta$	$q_{12conv}$	$q_{Heatloss}$	$T_{int}$	$T_{out}$	$T_{1ave}$			
Run 1	74,02	3392	116,2	100	100,9	100,4			
Run 2	73,6	3372	135,5	133,3	134,2	133,8			
Run 3	72,99	3345	163,2	166,7	167,5	167,1			
Run 4	72,16	3307	201,2	200	200,8	200,4			
Run 5	71,06	3256	251,5	233,3	234,1	233,7			
Run 6	69,64	3191	316,7	266,7	267,4	267			
Run 7	67,84	3108	399,5	300	300,7	300,4			
Run 8	65,59	3005	502,6	333,3	334,1	333,7			
Run 9	62,82	2879	629,1	366,7	367,4	367			
Run 10	59,48	2726	782,2	400	400,7	400,3			

Fig. 5.1: Tabla paramétrica del modelo 1D sacada del programa EES

Si se requieren cambios, la tabla paramétrica puede modificarse fácilmente. Un cambio de las variables de entrada también puede requerir una o varias variables nuevas o límites en ellas. Para que el programa converja, las variables tienen que ser "razonablemente" cercanas. Las instrucciones sobre la modificación de la tabla y la información variable se pueden encontrar en el manual de usuario general EES (puede ser descargado de la página web <http://fchart.com/> [Klein 2002])

## 5.3 Códigos EES del modelo bidimensional

La longitud de un receptor en una planta operativa puede llegar a cientos o miles de metros. Para grandes longitudes el cambio en el caudal (causado por el cambio de densidad) y la caída de presión puede tener un efecto apreciable sobre el modelo de transferencia de calor. También puede ser usado para estudiar los cambios de temperatura y de propiedades a lo largo de la longitud del receptor.

Debido a esto, y para estudiar los efectos de longitud en el receptor, se lleva a cabo un estudio bidimensional.

## Tabla paramétrica

La tabla paramétrica para el modelo de dos dimensiones se muestra en la figura 5.2. Además de la ganancia de calor, las pérdidas, y la eficiencia como se muestra con la versión unidimensional, la tabla incluye los parámetros resultantes de los efectos de flujo: temperatura de salida del fluido,  $T_{1\text{outlet}}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ); las velocidades de entrada y salida y  $v_{1\text{outlet}}$  y  $v_{1\text{inlet}}$  (m/s).

1..7	1	2	3	4	5	6	7	8
	$\eta$	$q_{12\text{conv}}$	$q_{\text{Heatloss}}$	$T_{1\text{ave}}$	$T_{\text{in}}$	$T_{\text{out}}$	$v_{1\text{in}}$	$v_{1\text{out}}$
Run 1	77,47	3550	143,4	198,8	119,2	278,4	2,582	3,019
Run 2	77,05	3531	162,7	222,8	144,3	301,3	2,582	3,042
Run 3	76,54	3507	186,1	246,8	169,3	324,3	2,582	3,072
Run 4	75,92	3479	214,4	270,9	194,4	347,4	2,582	3,11
Run 5	75,19	3445	248,1	295	219,5	370,5	2,582	3,155
Run 6	74,32	3406	287,8	319	244,5	393,5	2,582	3,209
Run 7	73,3	3359	334,3	343	269,5	416,4	2,582	3,273

Fig. 5.2: Tabla paramétrica del modelo 2D sacada del programa EES

## 5.4 Comparación entre el modelo unidimensional y bidimensional

Ambos modelos de una y dos dimensiones tienen ventajas y desventajas. El modelo unidimensional es menos complejo; por lo tanto, es más fácil de modificar, requiere menos tiempo de iteración, y tiene menos problemas convergentes. El modelo de dos dimensiones, sin embargo, proporciona un mayor grado de precisión que el modelo unidimensional en la evaluación de receptores largos (> 700 m).

El modelo bidimensional incluye las pérdidas de presión en el fluido térmico y los cambios de velocidad (véase la Sección 4.6.2). También tiene en cuenta algunos cambios de la no linealidad de la temperatura a lo largo del receptor. Cuando la longitud del receptor aumenta, cada efecto se vuelve más importante y el error asociado al uso del modelo unidimensional aumenta.

Para una comparación entre modelos hay que tener en cuenta que la temperatura promedio del fluido utilizada en el modelo unidimensional es el promedio lineal entre las temperaturas de entrada y salida del modelo de dos dimensiones.

La Figura 5.3 muestra las temperaturas de entrada y salida utilizadas en la comparación de modelos de una y dos dimensiones. El modelo bidimensional tiene en cuenta la no linealidad que resulta de las pérdidas de calor; por lo tanto, la temperatura del fluido a través de la longitud del receptor será no lineal y será ligeramente más alta la temperatura promedio que se usa en el modelo de dos dimensiones que la que se usa en el modelo unidimensional. Esto dará, como resultado en el modelo unidimensional, subestimar las pérdidas de calor y sobreestimar la ganancia de calor.

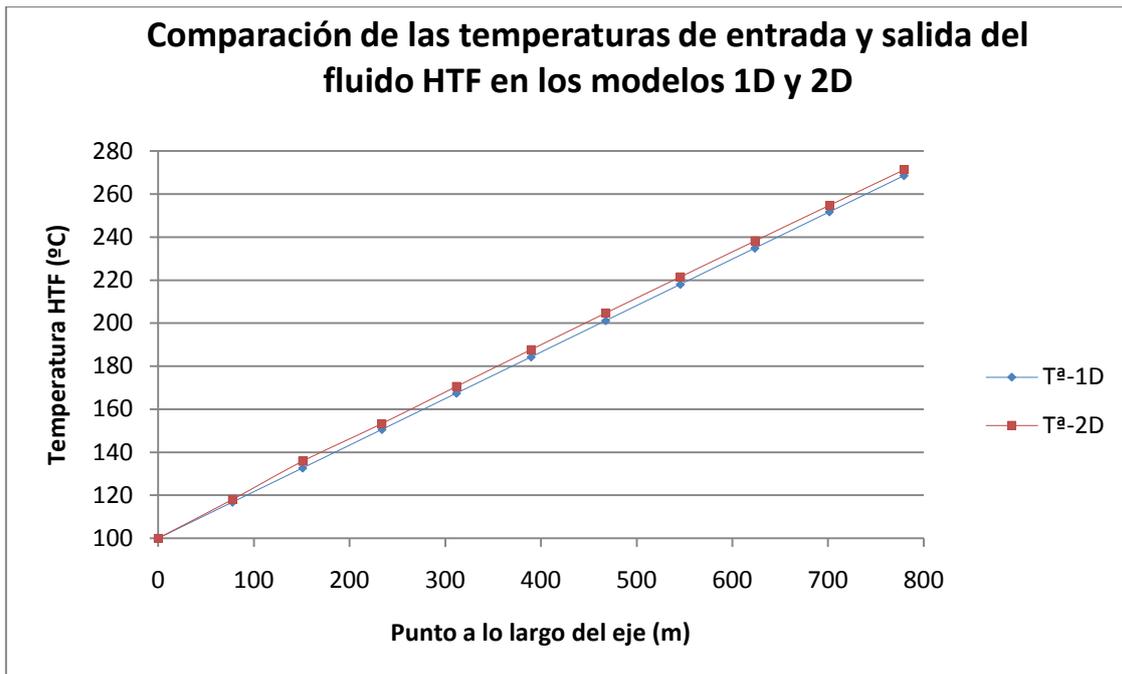


Fig. 5.3: Comparación modelos 1D y 2D

La figura 5.4 muestra la ganancia y pérdida de calor y eficiencia del colector para distintas temperaturas media del fluido, para los modelos de uno y de dos dimensiones. Como era de esperar, el modelo unidimensional sobredimensiona la ganancia y eficiencia de calor y subestima la pérdida de calor. En concreto, los valores de ganancia y eficiencia son aproximadamente 0,25% diferentes a los del modelo de dos dimensiones, y los valores de pérdida de calor son entre el 2% y el 3% diferentes. Las pequeñas diferencias de valores de ganancia de calor y eficiencia, entre los modelos de una y dos dimensiones, aparecen debido a que las pérdidas ópticas siguen siendo las mismas en los dos modelos y las pérdidas de calor son relativamente pequeñas en comparación con las pérdidas ópticas. Las gráficas también muestran que cuanto mayor es la temperatura del fluido mayor será la diferencia entre los modelos unidimensional y bidimensional. Estas diferencias siguen aumentando con la longitud del receptor, y los receptores pueden ser muchas veces de grandes longitudes.

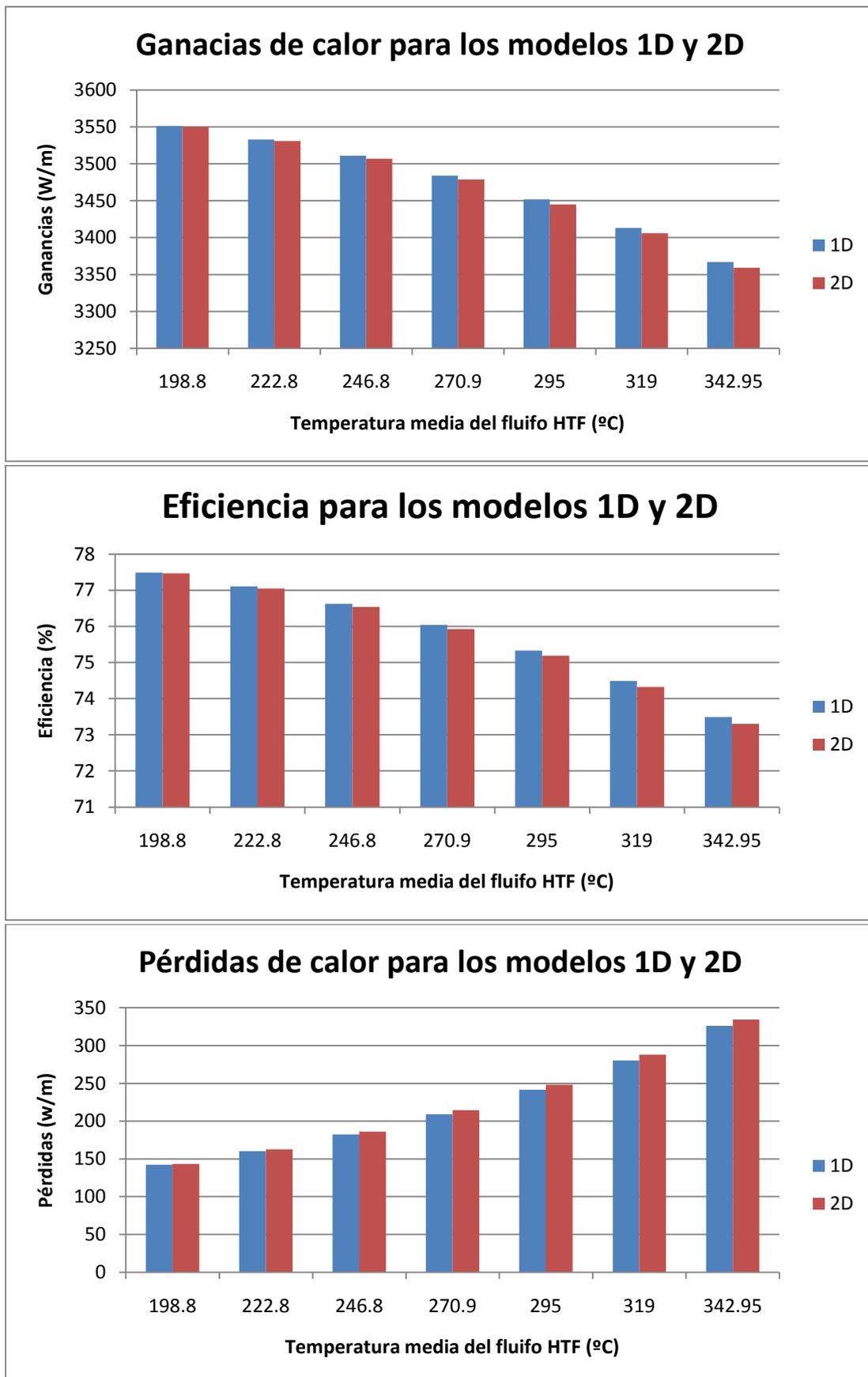


Fig. 5.4: Comparación de ganancias, pérdidas y eficiencia de los dos modelos

## 5.5 Diseño y Estudios de parámetros

A continuación, se estudiarán distintos ejemplos de diseño o “casos de prueba” para estudiar los distintos parámetros implementados en los modelos 1D Y 2D de EES. Con este estudio se quiere demostrar la utilidad del programa de software e identificar y priorizar algunos factores para mejorar el rendimiento del colector y el tubo absorbedor. Como se dijo anteriormente, utilizando el software EES, se resuelve simultáneamente un conjunto de ecuaciones que describen el balance energético entre el fluido térmico y las condiciones ambientales que lo rodean, dado un conjunto de entradas. Por lo tanto, el código del programa EES está configurado para poder hacer cambios en las variables de diseño o parámetros y luego poder copiar los resultados a una hoja Excel para hacer comparaciones. Nueve parámetros de diseño se evalúan a continuación con los códigos del modelo en EES.

### 5.5.1 Material del tubo absorbedor

Vamos a evaluar cuatro materiales para el tubo metálico interno de un tubo absorbedor, tres aceros inoxidable: 321H, 316L, 304L y; y uno de cobre: B42. Los materiales fueron elegidos para la búsqueda de materiales menos costosos en el rendimiento. Todos los aceros inoxidable evaluados se han utilizado en tubos absorbedores excepto el cobre. Como se muestra en la Figura 5.1, las diferencias en la eficiencia y la pérdida de calor entre los materiales son insignificantes. Sin embargo, otros factores tales como la resistencia del material, propiedades de corrosión, la facilidad de instalación, la aplicación del revestimiento, y los costos pesan más para determinar la selección del material.

En el diseño más reciente se utiliza acero inoxidable 321H como material base del absorbedor. Fue seleccionado porque es muy fuerte y se cree que reduce el problema de la flexión, ya que ralentiza la velocidad de permeación de hidrógeno.

Ambos aceros inoxidable 304L y 316L se utilizaron anteriormente; sin embargo, los problemas de deformación del tubo llevaron a la creencia de que estos materiales no eran lo suficientemente fuertes. Más tarde, después de que se tomó la decisión de utilizar el material 321H, aun siendo más caro, se descubrió que el problema de deformación era debido a los ciclos de temperaturas durante el arranque de la planta en lugar de un problema de resistencia del material. Originalmente, la diferencia de coste entre 316L y 321H fue significativa. Sin embargo, 316L sigue siendo un buen candidato y el análisis de coste puede estar justificado.

El acero al carbono no está incluido en este estudio, pero puede ser fácilmente añadido, sin embargo, tiene sus propios problemas como tubo absorbedor. Por ejemplo, el acero al carbono es muy difícil de usar con vacío. Si se utiliza en un vacío, el acero tendría que pasar por un proceso costoso de desgasificación, que incluye mantener el material en un horno a temperaturas muy altas durante días. El proceso de preparación para la aplicación de recubrimientos selectivos, incluyendo la limpieza y pulido, también es largo y costoso. Además, el acero al carbono puede plantear problemas de corrosión en las uniones soldadas. En el

pasado, el acero al carbono en plantas SEGS sólo se ha utilizado para aplicaciones muy específicas; por ejemplo, para los tubos aislados al vacío.

El cobre puede costar menos, pero a las temperaturas de operación actuales de una planta, no tiene la fuerza adecuada y podría tender a deformarse y tener problemas en las uniones. Sin embargo, si las temperaturas de funcionamiento se reducen en las plantas futuras, puede merecer la pena implantar tuberías de cobre como medio para reducir costes.

Eficiencia			
T1_ave	304-316L	321H	Cobre
<b>100,4</b>	74,36	74,36	74,38
<b>133,8</b>	74,13	74,13	74,15
<b>167,1</b>	73,8	73,8	73,82
<b>200,4</b>	73,36	73,36	73,38
<b>233,7</b>	72,76	72,76	72,79
<b>267</b>	71,99	71,99	72,02
<b>300,4</b>	70,98	70,98	71,03
<b>333,7</b>	69,7	69,7	69,75
<b>367</b>	68,08	68,09	68,15
<b>400,3</b>	66,07	66,07	66,14

Tabla 5.1: Eficiencia para distintos tipos de tubo metálico

Pérdidas			
T1_ave	304-316L	321H	Cobre
<b>100,4</b>	72,4	72,4	71,9
<b>133,8</b>	83,1	83	82,4
<b>167,1</b>	98,1	98,1	97,2
<b>200,4</b>	118,5	118,5	117,5
<b>233,7</b>	145,8	145,7	144,4
<b>267</b>	181,4	181,3	179,7
<b>300,4</b>	227,4	227,3	225,4
<b>333,7</b>	286,1	286	283,7
<b>367</b>	360,2	360	357,2
<b>400,3</b>	452,5	452,4	449,1

Tabla 5.2: Pérdidas para distintos tipos de tubo metálico

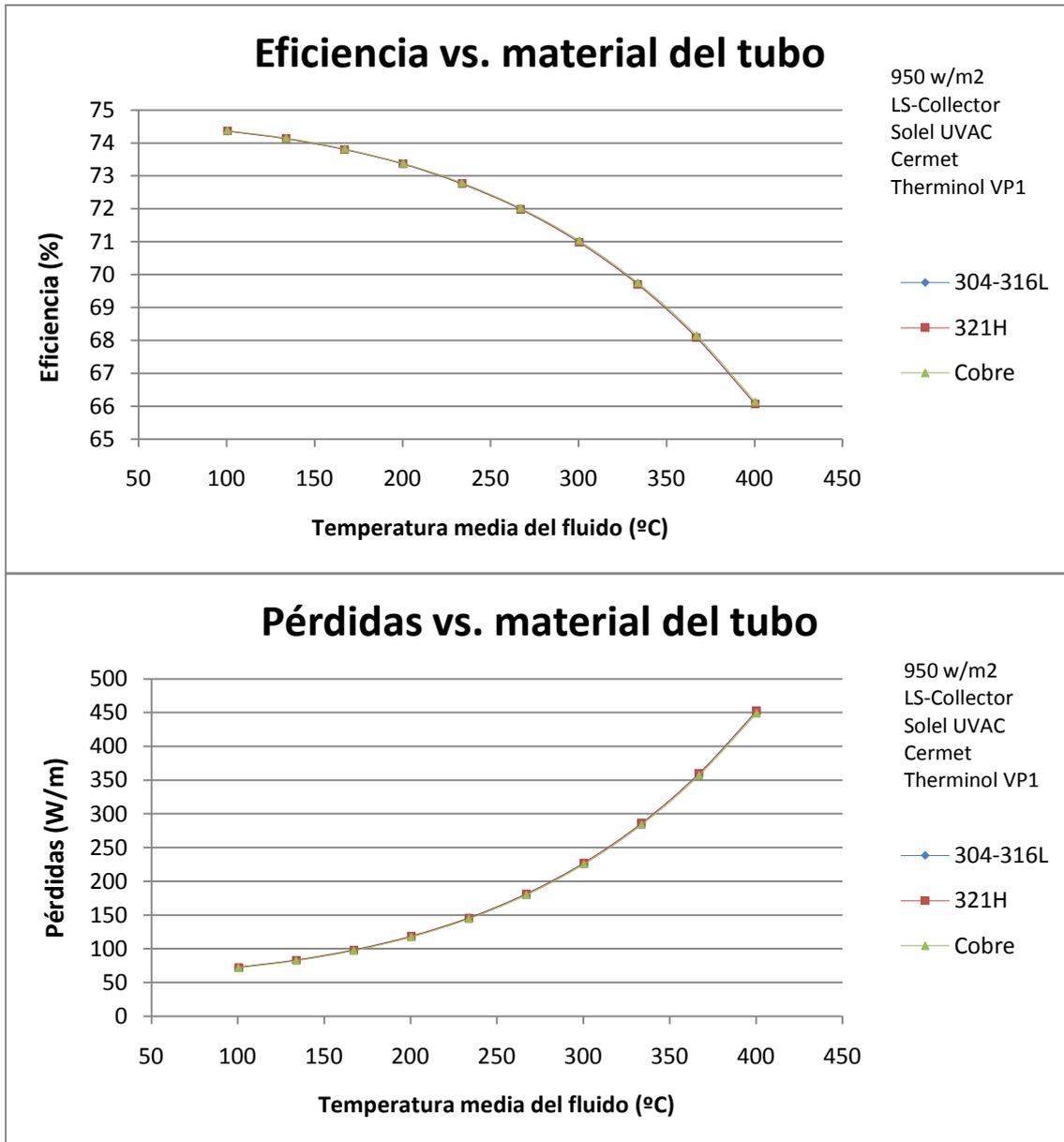


Fig. 5.5 Comparación de eficiencia y pérdidas para distintos materiales del tubo metálico

### 5.5.2 Recubrimiento selectivo

Se va a comparar seis recubrimientos selectivos diferentes que han sido usados o propuestos. Las propiedades ópticas de los cuatro primeros tipos, Luz Black Chrome, Luz cermet y Solel UVAC cermet (prueba "a" por SNL) y Solel UVAC cermet (prueba "b" por SNL) que fueron determinados a través de pruebas realizadas en SNL. Se incluyen "dos recubrimientos" Solel UVAC cermet debido a que los resultados de las pruebas variaron al probar en los dos extremos de un mismo tubo (prueba a y prueba b). Los dos últimos tipos de revestimiento son teóricos, propuestos por Solel, los cuales cumplen los requisitos a los que se quiere llegar con futuros recubrimientos ya que minimizan las pérdidas y aumentan la eficiencia.

Los resultados de las comparaciones de los distintos tipos de revestimiento selectivo se muestran en la figura 5.6. El gráfico de barras de la Figura 5.7 compara las magnitudes de la ganancia de calor, la pérdida de calor, y la pérdida óptica para cada uno de ellos. El tipo de recubrimiento selectivo tiene una fuerte influencia en cada componente del flujo de energía, ya que cada revestimiento tiene diferentes valores de emitancia y absortancia. Una vez más, las formas de las curvas reflejan las diferentes propiedades ópticas para cada tipo de recubrimiento selectivo. Como se muestra en la Figura 5.6, el recubrimiento Solel UVAC propuesto tipo A podría aumentar la eficiencia hasta en un 7% sobre los recubrimientos actuales. Las cifras también muestran que las mejoras en los recubrimientos selectivos han aumentado significativamente la eficiencia del colector. El rendimiento del tubo absorbedor es muy sensible a las propiedades ópticas de los recubrimientos selectivos. Por lo tanto, cualquier variación de fabricación en ellos puede resultar en pérdidas de energía significativas.

Eficiencia							
T1_ave	Luz Black chrome	Luz cermet	Solel UVAC a	Solel UVAC b	Solel UVAC ave	Solel UVAC propuesto A	Solel UVAC propuesto B
100,4	70	68,78	74,36	73,45	73,91	76,58	75,88
133,8	69,57	68,53	74,13	73,18	73,65	76,41	75,76
167,1	68,96	68,16	73,8	72,8	73,3	76,15	75,58
200,4	68,12	67,66	73,36	72,29	72,82	75,8	75,33
233,7	67,01	66,99	72,76	71,63	72,19	75,33	74,99
267	65,58	66,1	71,99	70,77	71,37	74,7	74,54
300,4	63,76	64,96	70,98	69,67	70,32	73,91	73,95
333,7	61,5	63,51	69,7	68,3	69	72,89	73,2
367	58,73	61,72	68,08	66,59	67,33	71,62	72,25
400,3	55,38	59,51	66,07	64,48	65,27	70,05	71,06

Tabla 5.3: Eficiencia para distintos tipos de recubrimiento selectivo

Pérdidas							
T1_ave	Luz Black chrome	Luz cermet	Solel UVAC a	Solel UVAC b	Solel UVAC ave	Solel UVAC proposed a	Solel UVAC proposed b
100,4	117,1	100,1	102,4	106,7	104,6	95,12	89,43
133,8	136,6	111,5	113,1	119,1	116,1	103,2	95,04
167,1	164,7	128,1	128,1	136,4	132,3	114,9	103,3
200,4	203	151,2	148,5	159,7	154,2	131,1	114,8
233,7	253,8	182,2	175,8	190,2	183	152,8	130,4
267	319,5	222,8	211,4	229,6	220,6	181,2	151
300,4	402,8	275,1	257,4	279,7	268,7	217,9	178
333,7	506,4	341,2	316,1	342,8	329,6	264,3	212,5
367	633,5	423,6	390,2	421,2	405,8	322,5	256,1
400,3	787	524,8	482,5	517,7	500,3	394,6	310,6

Tabla 5.4: Pérdidas para distintos tipos de recubrimiento selectivo

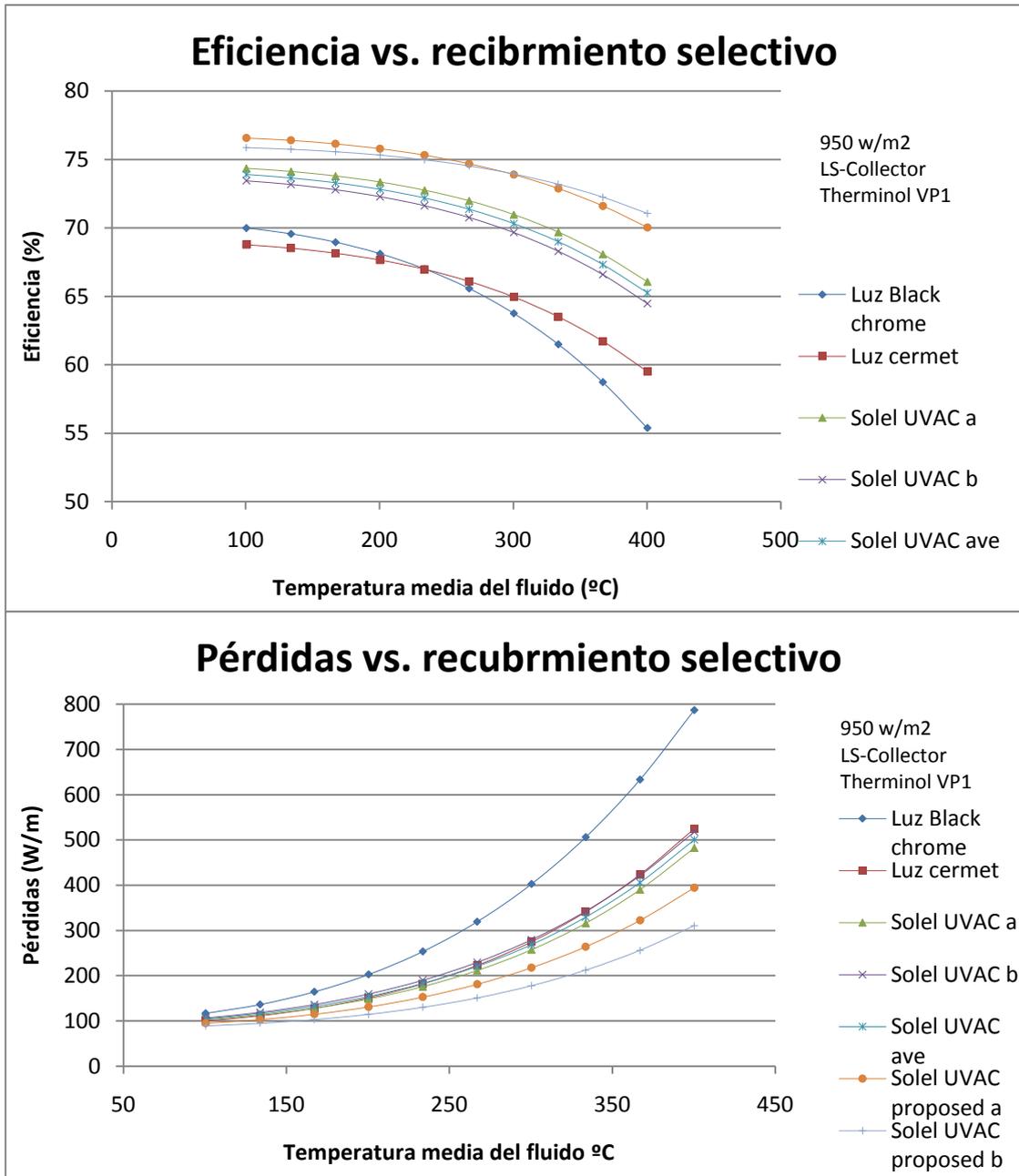


Fig. 5.6: Comparación de eficiencia y pérdidas para distintos recubrimientos selectivos

a 350°C	Luz Black chrome	Luz cermet	Solel UVAC a	Solel UVAC b	Solel UVAC proposed a	Solel UVAC proposed b
ganancias	2942	3056	3343	3313	3526	3517
pérdidas ópticas	1074	1147	889	889	794,6	832,4
pérdidas térmicas	565,5	379,3	350,2	379,9	261,9	232,5

Tabla 5.5: Ganancias y pérdidas para distintos tipos de recubrimiento selectivo

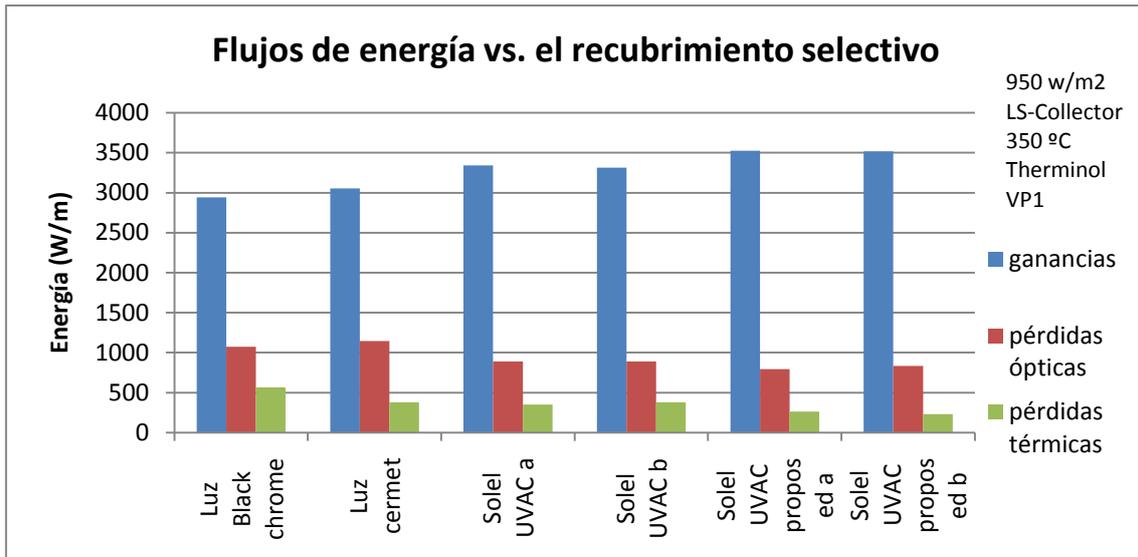


Fig. 5.7: Flujos de energía para distintos recubrimientos selectivos

### 5.5.3 Velocidad del viento

Los gráficos de la Figura 5.8 se comparan distintos casos en los que la velocidad del viento es diferente. El modelo muestra que en ausencia de viento las pérdidas son menos y la eficiencia aumenta.

El modelo de transferencia de calor sobreestima las pérdidas cuando hay viento. Esto es de esperar, ya que se modela la dirección del viento como si fuera normal al eje axial del tubo, y se supone que la velocidad del viento que se toma es la velocidad a la altura del absorbedor. En realidad, hay muchos obstáculos alrededor de los colectores y, en general, el viento no será normal al eje. Además, el anemómetro para medir la velocidad del viento se encuentra muy por encima del colector; por lo tanto, la velocidad del viento registrada será mayor que la velocidad a la altura del colector. El viento tiene un efecto menor sobre la pérdida de calor cuando existe vidrio envolvente, sobre todo si hay vacío entre el absorbedor y el cristal.

Eficiencia				
T1_ave	0 m/s	2,25 m/s	4,5 m/s	8,95 m/s
100,4	78,41	78,33	78,32	78,32
133,8	78,18	78,09	78,09	78,08
167,1	77,87	77,76	77,75	77,74
200,4	77,43	77,3	77,29	77,28
233,7	76,86	76,69	76,67	76,66
267	76,11	75,88	75,86	75,84
300,4	75,13	74,84	74,8	74,78
333,7	73,89	73,5	73,45	73,42
367	72,32	71,8	71,74	71,7
400,3	70,36	69,68	69,59	69,53

Tabla 5.6: Eficiencia para distintas velocidades del viento

Pérdidas				
T1_ave	0 m/s	2,25 m/s	4,5 m/s	8,95 m/s
100,4	100,5	103,9	104,2	104,5
133,8	110,7	114,8	115,2	115,4
167,1	125,3	130,2	130,7	131
200,4	145,1	151,2	151,8	152,3
233,7	171,4	179,3	180,1	180,7
267	205,9	216,2	217,3	218,1
300,4	250,5	264,1	265,5	266,6
333,7	307,5	325,4	327,4	328,9
367	379,4	403,1	405,8	407,9
400,3	469,3	500,4	504,3	507,2

Tabla 5.7: Pérdidas para distintas velocidades del viento

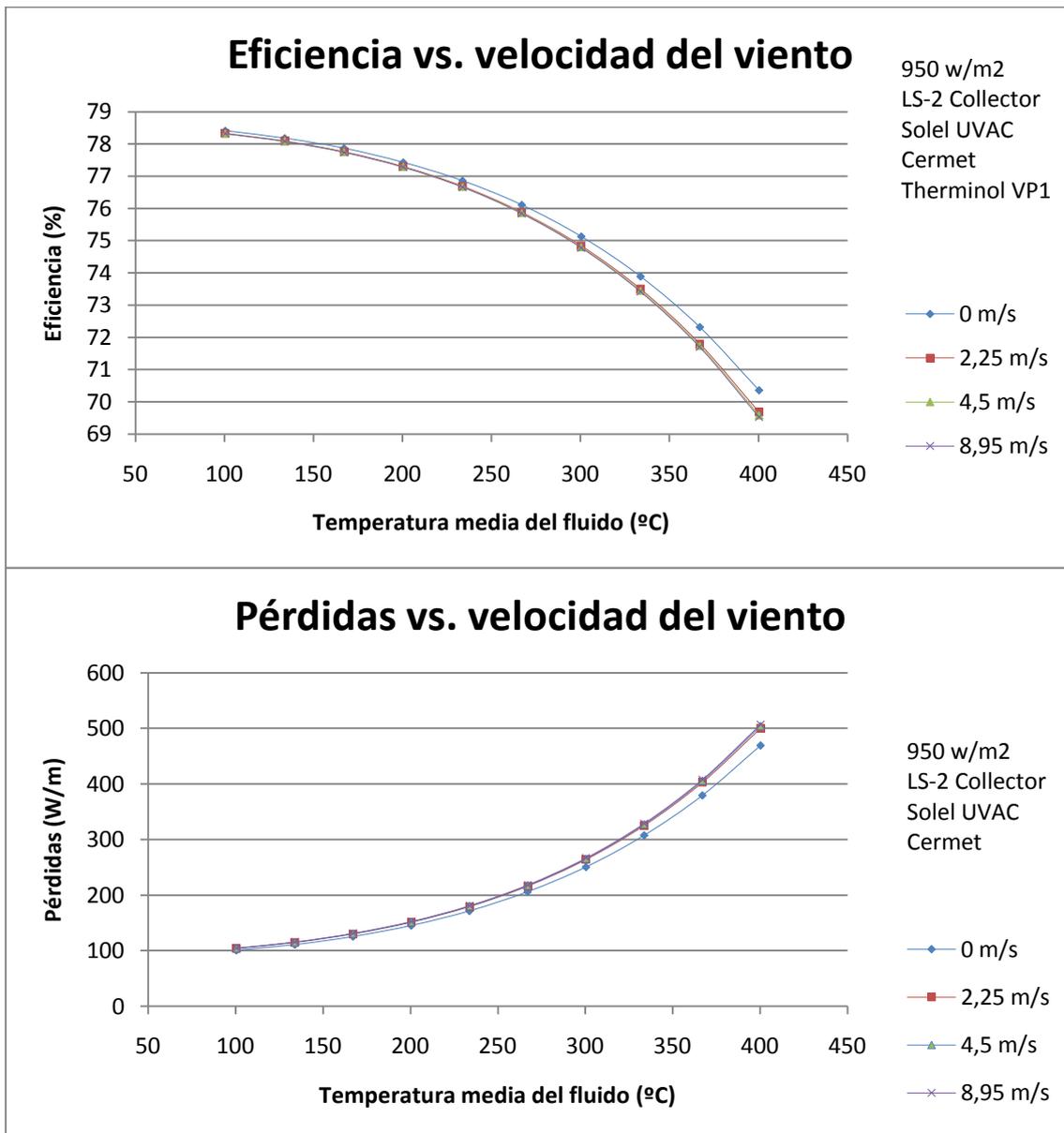


Fig. 5.8: Eficiencia y pérdidas para distintas velocidades del viento

### 5.5.4 Espejo reflectante

El espejo reflectante tiene una fuerte influencia en la eficiencia del colector (véase la Figura 5.10). Por ejemplo, para un fluido térmico a 400°C, una disminución de 0,15 en los resultados de reflectancia puede disminuir la eficiencia hasta un 24,5%. Esto indica que cualquier error en el espejo de reflexión podría explicar fácilmente las diferencias entre las predicciones del modelo y los datos reales. Por ejemplo, un error de 5% en la reflectancia podría explicar una disminución del 7% en la eficiencia (con el fluido a 400°C). Este estudio también apunta a la importancia de mantener los espejos cilindro-parabólicos y los vidrios envolventes del tubo limpios.

La reflectancia se mide actualmente con un instrumento que mide un punto muy pequeño del espejo con cada lectura; por lo tanto, se tiene que tener una muestra con suficientes medidas como para representar la verdadera reflectancia promedio de un colector, o de toda una planta.

La Figura 5.9 muestra que la pérdida de calor tiene sólo una ligera dependencia con la reflexión del espejo, mientras que la ganancia de calor y las pérdidas ópticas tienen una fuerte dependencia. Esto es porque la temperatura media del fluido térmico y otros parámetros que influyen en la pérdida de calor directamente se mantuvieron constantes durante este estudio. Esto no sería del todo cierto en una planta real, donde la temperatura cae con la disminución de la incidencia solar. Tanto los resultados del modelo de una dimensión como el de dos se representan gráficamente en la Figura 5.10.

a 350°C	0,8	0,85	0,9	0,935
ganancias	2599	2861	3132	3328
pérdidas térmicas	332,4	344,1	356,2	365,1
pérdidas ópticas	1650	1377	1094	889

Tabla 5.8: Ganancias y pérdidas para distintas relectividades del colector

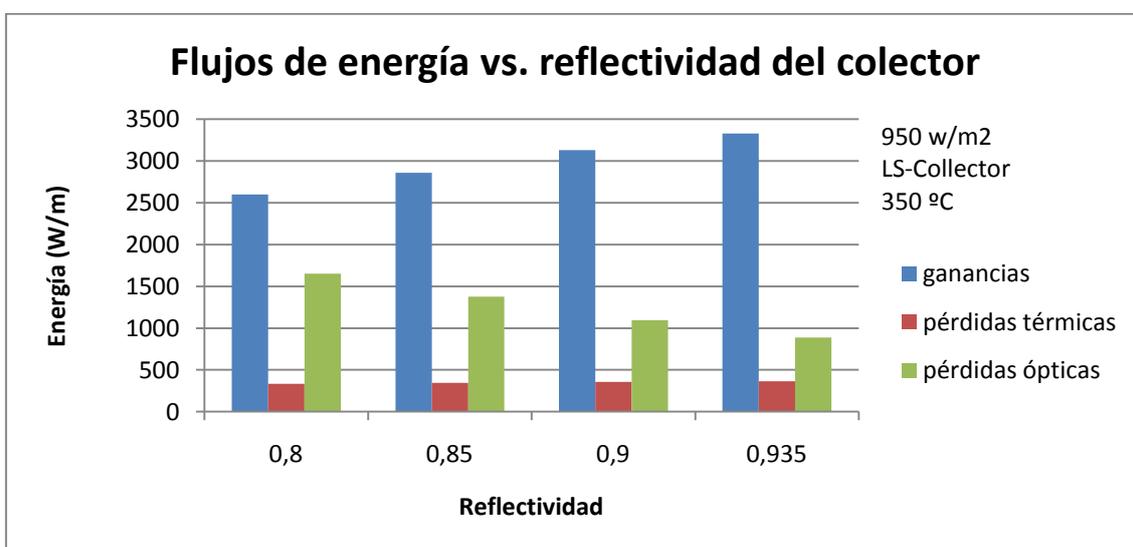


Fig. 5.9: Flujos de energía para distintas relectividades del espejo colector.

Eficiencia								
T1_ave	0.8	0.85	0.9	0.935	0.8-2D	0.85-2D	0.9-2D	0.935-2D
<b>100,4</b>	62,29	68,1	74,15	78,51	62,13	67,98	74,01	78,36
<b>133,8</b>	62,05	67,86	73,9	78,26	61,9	67,75	73,78	78,13
<b>167,1</b>	61,73	67,53	73,56	77,91	61,58	67,43	73,45	77,8
<b>200,4</b>	61,3	67,09	73,1	77,44	61,14	67	73,01	77,36
<b>233,7</b>	60,72	66,5	72,5	76,83	60,55	66,43	72,43	76,76
<b>267</b>	59,97	65,73	71,71	76,03	59,78	65,67	71,66	75,99
<b>300,4</b>	59	64,74	70,7	75	58,77	64,7	70,67	74,98
<b>333,7</b>	57,79	63,5	69,43	73,71	57,48	63,46	69,41	73,7
<b>367</b>	56,27	61,95	67,85	72,11	55,85	61,9	67,81	72,08
<b>400,3</b>	54,4	60,05	65,91	70,15	53,8	59,95	65,83	70,07

Tabla 5.9: Eficiencia para distintas reflectividades del colector

Pérdidas								
T1_ave	0.8	0.85	0.9	0.935	0.8-2D	0.85-2D	0.9-2D	0.935-2D
<b>100,4</b>	77,75	84,16	90,84	95,69	84,73	90,05	97,23	102,4
<b>133,8</b>	88,45	95,18	102,2	107,3	95,25	100,4	107,7	113,1
<b>167,1</b>	103,2	110,3	117,8	123,2	110,1	115	122,6	128,1
<b>200,4</b>	123,1	130,8	138,8	144,6	130,3	134,8	142,8	148,5
<b>233,7</b>	149,5	157,8	166,5	172,8	157,2	161,1	169,6	175,8
<b>267</b>	183,9	193	202,5	209,5	192,7	195,6	204,8	211,4
<b>300,4</b>	228,1	238,2	248,8	256,4	238,7	240,1	250,2	257,4
<b>333,7</b>	283,9	295,1	306,9	315,5	297,8	296,9	308	316,1
<b>367</b>	353,5	366,1	379,3	388,9	372,8	368,5	381	390,2
<b>400,3</b>	439,2	453,3	468,2	479	466,8	457,8	472,1	482,5

Tabla 5.10: Pérdidas para distintas reflectividades del colector

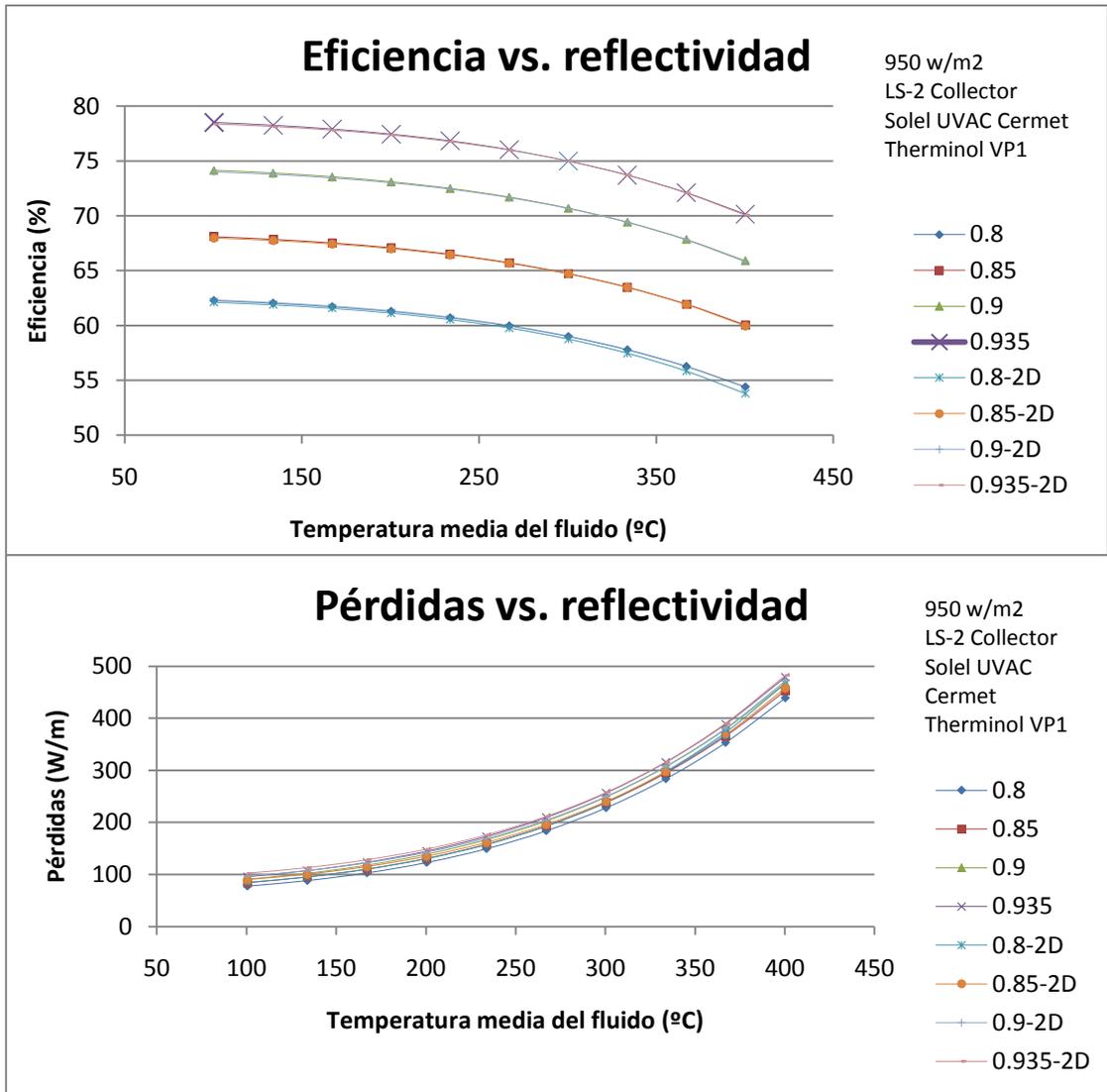


Fig. 5.10: Comparación de eficiencia y pérdidas para distintas reflectividades

### 5.5.5 Ángulo solar de incidencia

Los gráficos de la figura 5.12 se muestran la sensibilidad del rendimiento al ángulo de incidencia solar. La pérdida de calor del tubo absorbedor se ve afectada sólo ligeramente en este estudio, como pasaba en el caso anterior. Sin embargo, el ángulo de incidencia solar tiene un gran impacto sobre la ganancia de calor y las pérdidas ópticas. En concreto, con un ángulo de incidencia de 30° el rendimiento es reducido aproximadamente un 15% y a 60°, en aproximadamente, un 60%.

a 350°C	0 deg	10 deg	20 deg	30 deg	40 deg	50 deg	60 deg
ganancias	3343	3290	3131	2870	2517	2080	1574
Pérdidas térmicas	350,2	347,8	340,9	329,8	314,7	296,4	275,5
pérdidas ópticas	889	944,6	1111	1382	1751	2206	2732

Tabla 5.11: Ganancias y pérdidas para distintos ángulos de incidencia solar

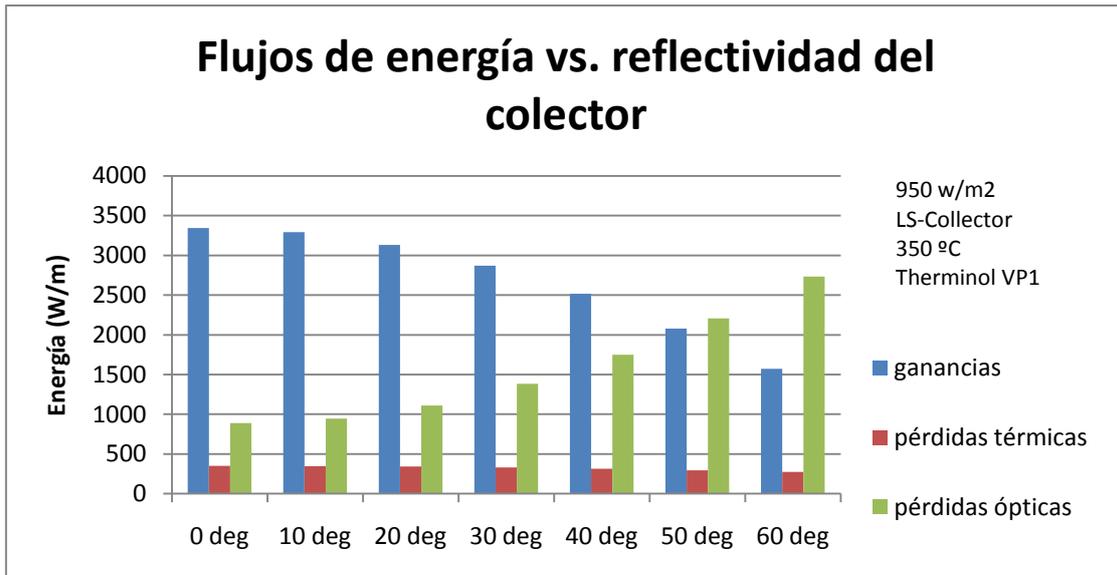


Fig. 5.11: Flujos de energía para distintos ángulo de incidencia solar

Para un sistema de seguimiento de un solo eje, el ángulo de incidencia solar depende de la localización y la época del año. Los mayores ángulos de incidencia se producen durante los meses de invierno; los ángulos más pequeños se producen durante el verano.

Estudios previos han demostrado que los costos de los equipos asociados a la inclinación de los colectores compensan el dinero ganado en energía adicional. Además, hay que tener en cuenta otras opciones para reducir los efectos del ángulo de incidencia solar como la rugosidad de la superficie exterior del absorbedor o el desarrollo de recubrimientos que son menos sensibles al ángulo de incidencia.

Eficiencia							
T1_ave	0 deg	10 deg	20 deg	30 deg	40 deg	50 deg	60 deg
100,4	78,36	77,18	73,65	67,87	60,03	50,35	39,14
133,8	78,13	76,95	73,42	67,65	59,81	50,14	38,93
167,1	77,8	76,62	73,1	67,33	59,5	49,84	38,64
200,4	77,36	76,18	72,66	66,9	59,08	49,43	38,25
233,7	76,76	75,59	72,07	66,32	58,52	48,88	37,72
267	75,99	74,81	71,31	65,57	57,78	48,17	37,04
300,4	74,98	73,81	70,32	64,6	56,83	47,25	36,15
333,7	73,7	72,54	69,05	63,36	55,63	46,08	35,02
367	72,08	70,93	67,46	61,8	54,1	44,61	33,6
400,3	70,07	68,92	65,48	59,85	52,21	42,77	31,83

Tabla 5.12: Eficiencia para distintos ángulos de incidencia solar

Pérdidas							
T1_ave	0 deg	10 deg	20 deg	30 deg	40 deg	50 deg	60 deg
100,4	102,4	101	96,8	89,93	80,66	69,33	56,31
133,8	113,1	111,6	107,3	100,3	90,81	79,22	65,9
167,1	128,1	126,6	122,1	114,8	105	93,02	79,24
200,4	148,5	147	142,3	134,6	124,3	111,7	97,29
233,7	175,8	174,1	169,1	161	150	136,6	121,3
267	211,4	209,6	204,2	195,5	183,6	169,2	152,7
300,4	257,4	255,5	249,6	240	227,1	211,3	193,3
333,7	316,1	313,9	307,4	296,7	282,4	265	245,1
367	390,2	387,7	380,3	368,3	352,2	332,6	310,3
400,3	482,5	479,7	471,2	457,5	439,1	416,8	391,4

Tabla 5.13: Pérdidas para distintos ángulos de incidencia solar

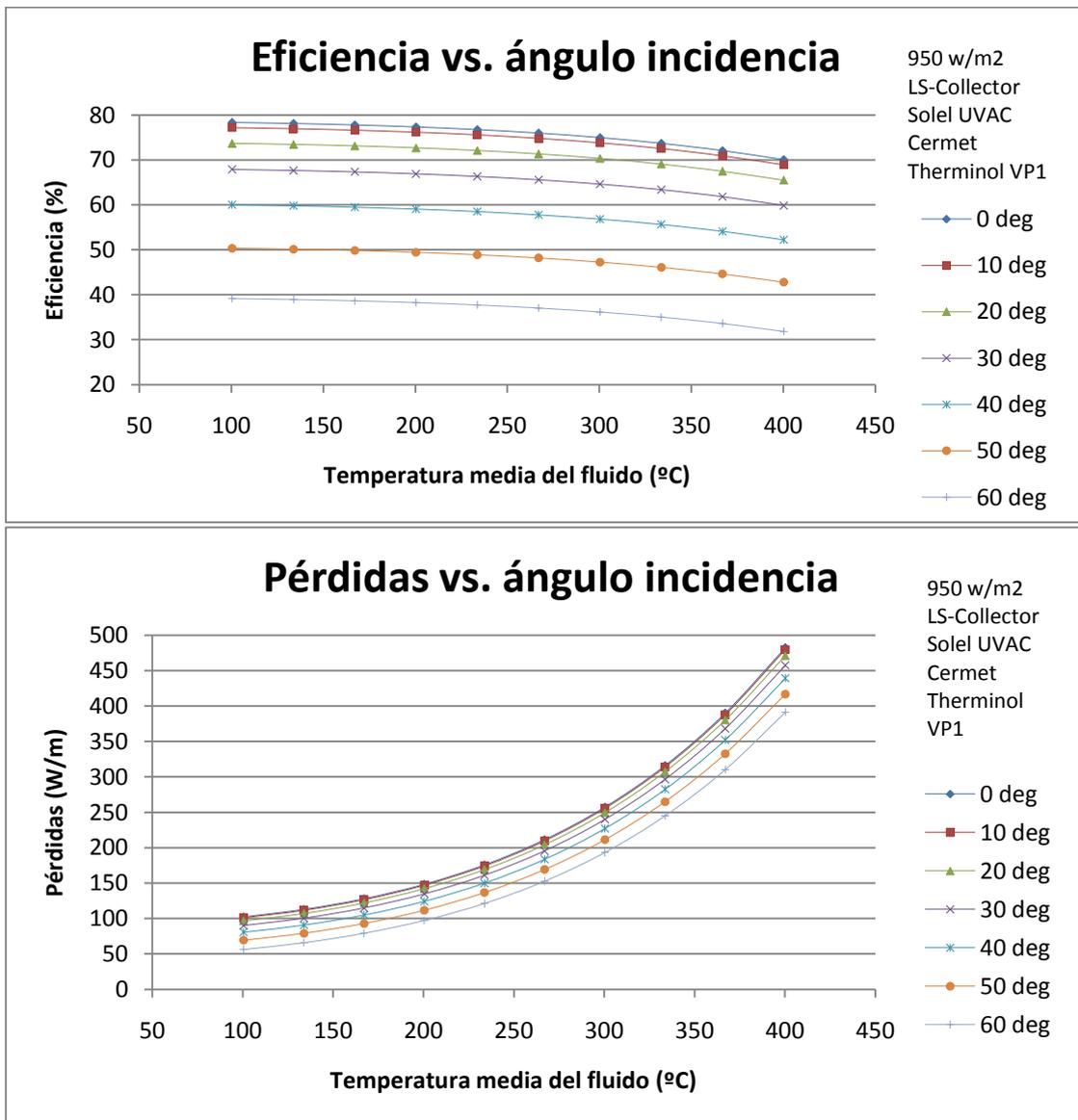


Fig. 5.12: Comparación de eficiencia y pérdidas para distintos ángulos de incidencia

### 5.5.6 Radiación incidente solar

Las figuras 5.13 y 5.14 muestran la influencia que tiene la radiación solar en el rendimiento. Una vez más, los parámetros con mayor influencia en la pérdida de calor se mantienen constantes, por lo que sólo las pérdidas ópticas y la ganancia de calor incrementan significativamente con el aumento de la insolación solar. Como se muestra, el rendimiento mejora con el aumento de la insolación solar. Por lo tanto, además de las nubes, los sitios con altos contaminantes y otras partículas en el aire - como el polvo y la arena - tendrían un impacto negativo en el rendimiento. Este estudio apunta a la importancia de la elección de la ubicación de una planta, lejos de las zonas con gran cantidad de contaminación como zonas industriales, áreas con alto tráfico de automóviles, o zonas propensas a las tormentas de polvo frecuentes.

a 350°	300 (W/m <sup>2</sup> )	500 (W/m <sup>2</sup> )	700 (W/m <sup>2</sup> )	900(W/m <sup>2</sup> )	1100 (W/m <sup>2</sup> )
ganancias	917,4	1665	2411	3157	3902
Pérdidas térmicas	248,9	279,2	310,3	342,1	374,7
pérdidas ópticas	280,7	467,9	655,1	842,2	1029

Tabla 5.14: Ganancias y pérdidas para distintas radiaciones solares

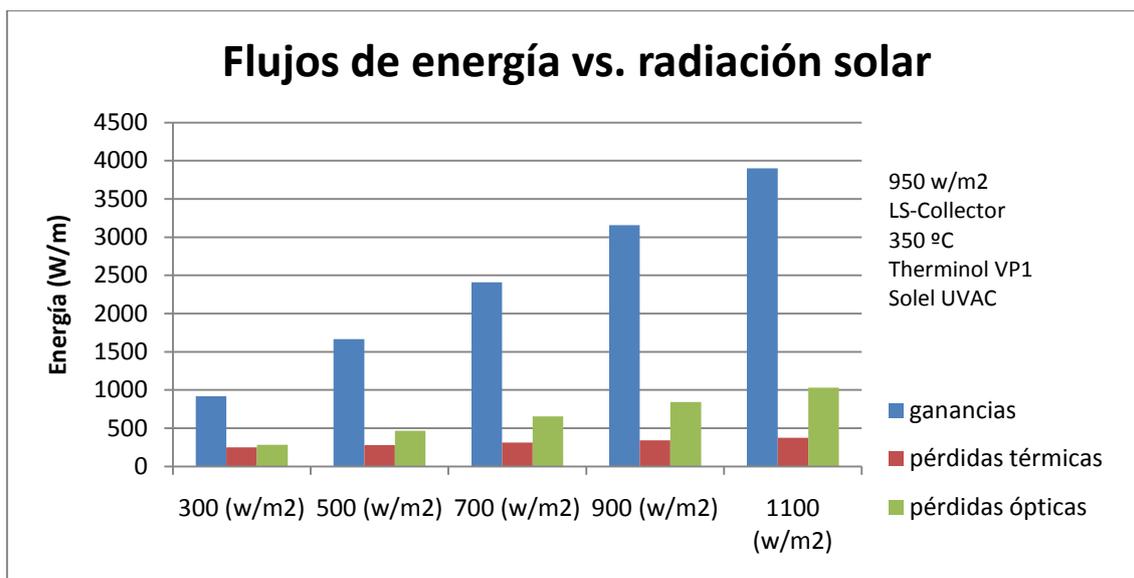


Fig. 5.13: Flujos de energía para distintas radiaciones solares

Eficiencia					
T1_ave	300 (w/m <sup>2</sup> )	500 (w/m <sup>2</sup> )	700 (w/m <sup>2</sup> )	900 (w/m <sup>2</sup> )	1100 (w/m <sup>2</sup> )
<b>100,4</b>	77,86	78,17	78,29	78,35	78,39
<b>133,8</b>	77,23	77,77	77,99	78,11	78,18
<b>167,1</b>	76,35	77,21	77,57	77,77	77,89
<b>200,4</b>	75,16	76,46	77,01	77,3	77,49
<b>233,7</b>	73,57	75,46	76,25	76,68	76,95
<b>267</b>	71,5	74,14	75,26	75,87	76,25
<b>300,4</b>	68,82	72,45	73,99	74,83	75,35
<b>333,7</b>	65,41	70,29	72,36	73,49	74,2
<b>367</b>	61,12	67,57	70,31	71,81	72,75
<b>400,3</b>	55,78	64,18	67,75	69,71	70,94

Tabla 5.15 Eficiencia para distintas radiaciones solares

Pérdidas					
T1_ave	300 (w/m <sup>2</sup> )	500 (w/m <sup>2</sup> )	700 (w/m <sup>2</sup> )	900 (w/m <sup>2</sup> )	1100 (w/m <sup>2</sup> )
<b>100,4</b>	39,61	58,62	77,91	97,49	117,4
<b>133,8</b>	48,81	68,27	87,99	108	128,3
<b>167,1</b>	61,54	81,69	102,1	122,9	143,9
<b>200,4</b>	78,75	99,86	121,3	143,1	165,2
<b>233,7</b>	101,6	124	146,8	169,9	193,5
<b>267</b>	131,6	155,7	180,1	205,1	230,5
<b>300,4</b>	170,4	196,5	223,2	250,5	278,4
<b>333,7</b>	219,8	248,6	278,2	308,5	339,5
<b>367</b>	281,9	314,2	347,4	381,5	416,5
<b>400,3</b>	359,1	395,9	433,7	472,6	512,7

Tabla 5.16: Eficiencia para distintas radiaciones solares

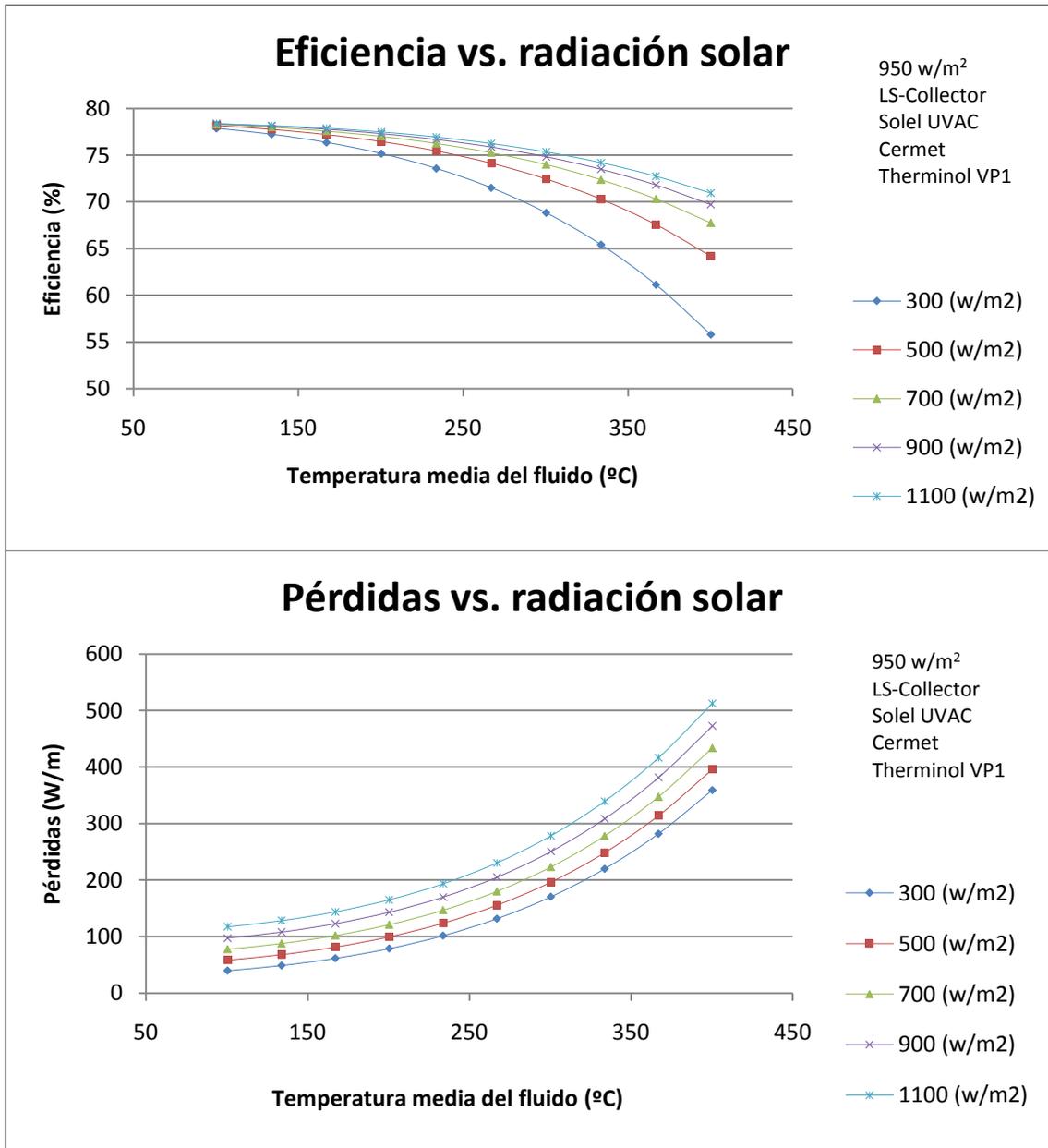


Fig. 5.14: Eficiencia y pérdidas para distintas radiaciones solares

### 5.5.7 Caudal de fluido térmico

La Figura 5.15 muestra que el caudal de fluido tiene poco efecto sobre el rendimiento para una gama de caudales evaluados entre 0.006 y 0.01 m<sup>3</sup>/h. Para el modelo de dos dimensiones el rendimiento depende más de la velocidad de flujo que el modelo unidimensional por lo que afectaría más a la eficiencia el cambio de caudal volumétrico.

Eficiencia					
T1_ave	0,006 (m3/s)	0,007 (m3/s)	0,008 (m3/s)	0,009 (m3/s)	0,01 (m3/s)
<b>100,4</b>	78,51	78,54	78,55	78,57	78,58
<b>133,8</b>	78,29	78,32	78,34	78,36	78,37
<b>167,1</b>	77,99	78,03	78,05	78,07	78,08
<b>200,4</b>	77,59	77,63	77,66	77,68	77,7
<b>233,7</b>	77,04	77,1	77,13	77,17	77,18
<b>267</b>	76,33	76,4	76,45	76,48	76,5
<b>300,4</b>	75,41	75,49	75,55	75,6	75,63
<b>333,7</b>	74,23	74,33	74,41	74,47	74,5
<b>367</b>	72,75	72,87	72,97	73,04	73,08
<b>400,3</b>	70,89	71,04	71,16	71,26	71,3

Tabla 5.17 Eficiencia para distintos caudales de fluido térmico

Pérdidas					
T1_ave	0,006 (m3/s)	0,007 (m3/s)	0,008 (m3/s)	0,009 (m3/s)	0,01 (m3/s)
<b>100,4</b>	95,69	94,53	93,67	93,01	92,69
<b>133,8</b>	105,6	104,3	103,3	102,5	102,1
<b>167,1</b>	119,4	117,8	116,6	115,7	115,2
<b>200,4</b>	138,1	136,1	134,7	133,6	133
<b>233,7</b>	162,9	160,5	158,7	157,3	156,6
<b>267</b>	195,5	192,6	190,3	188,6	187,7
<b>300,4</b>	237,8	234	231,2	229	227,9
<b>333,7</b>	291,7	287	283,5	280,8	279,4
<b>367</b>	359,9	354,1	349,7	346,3	344,5
<b>400,3</b>	445,1	437,9	432,4	428,2	426

Tabla 5.18 Pérdidas para distintos caudales de fluido térmico

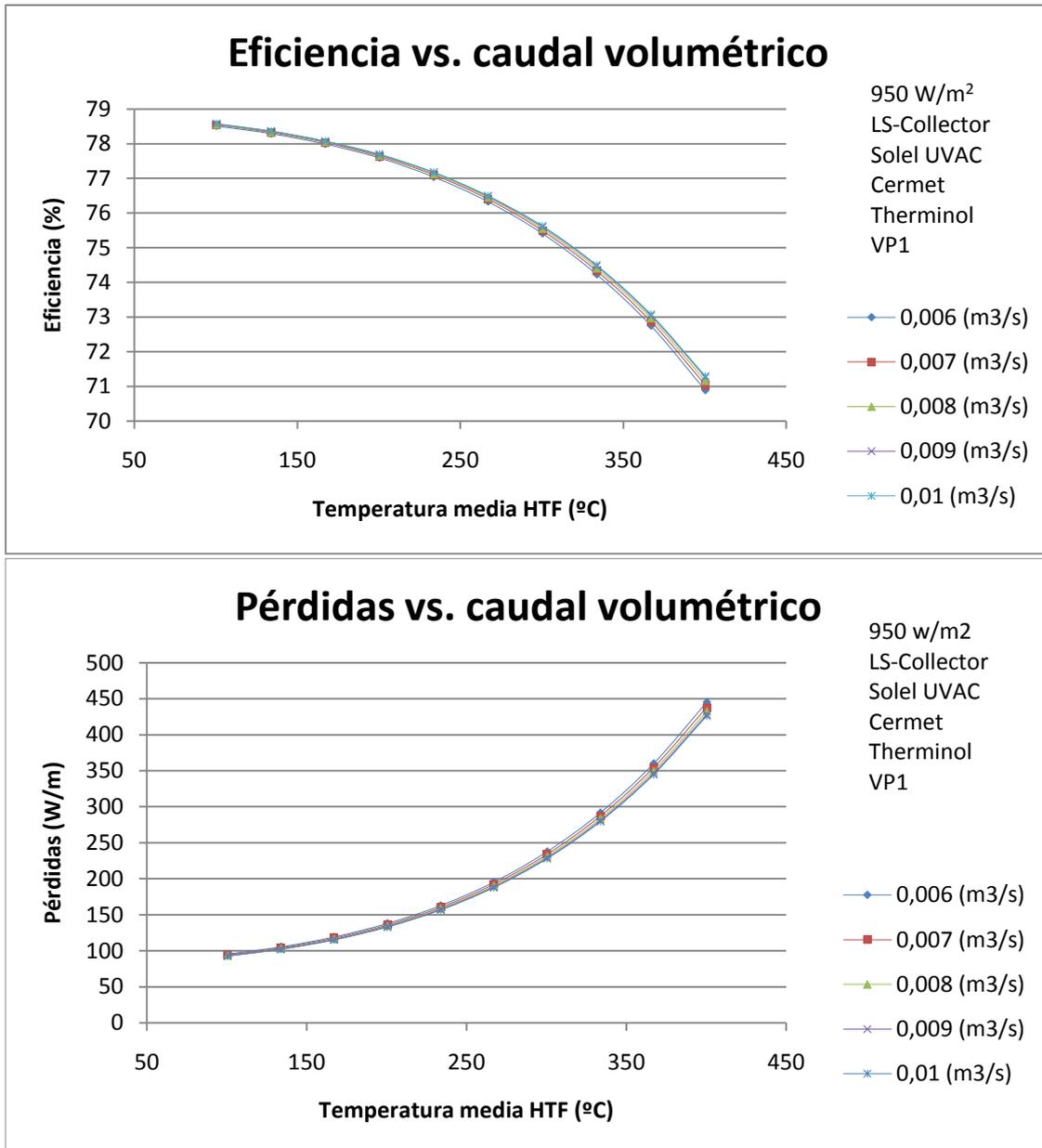


Fig. 5.15: Eficiencia y pérdidas para distintos caudales de fluido térmico

### 5.5.8 Tipo de fluido térmico

Los gráficos de la Figura 5.16 revelan que el tipo de fluido tiene poco efecto sobre el rendimiento. Sin embargo, cada tipo de fluido tiene una gama de temperaturas de funcionamiento recomendadas, y la eficiencia cae al aumentar la temperatura. Por lo tanto, los fluidos que pueden operar a temperaturas más bajas podrían mejorar el rendimiento. Cada tipo de fluido tiene sus ventajas. Por ejemplo, las sales fundidas se pueden utilizar como medios de almacenamiento térmico, pero también podría requerir un calentamiento adicional durante horas en las que no hay sol para evitar la solidificación en tuberías y equipos. Además, el costo y la disponibilidad pueden dictar que fluido térmico utilizar. La eficiencia del lado de ciclo de potencia aumenta conforme aumenta la temperatura del fluido térmico, por tanto, un estudio completo debería incluir tanto al lado del ciclo solar y como el de potencia.

Eficiencia		
T1_ave	Therminol-VP1	Dowtherm-Q
100,4	78,36	78,34
133,8	78,13	78,11
167,1	77,8	77,78
200,4	77,36	77,33
233,7	76,76	76,72
267	75,99	75,94
300,4	74,98	74,92
333,7	73,7	73,63
367	72,08	72,12
400,3	70,07	

Tabla 5.19 Eficiencia para distintos tipos de fluido térmico

Pérdidas		
T1_ave	Therminol-VP1	Dowtherm-Q
100,4	102,4	103,5
133,8	113,1	114
167,1	128,1	129,2
200,4	148,5	150
233,7	175,8	177,6
267	211,4	213,6
300,4	257,4	260,2
333,7	316,1	319,3
367	390,2	388,5
400,3	482,5	

Tabla 5.20 Eficiencia para distintos tipos de fluido térmico

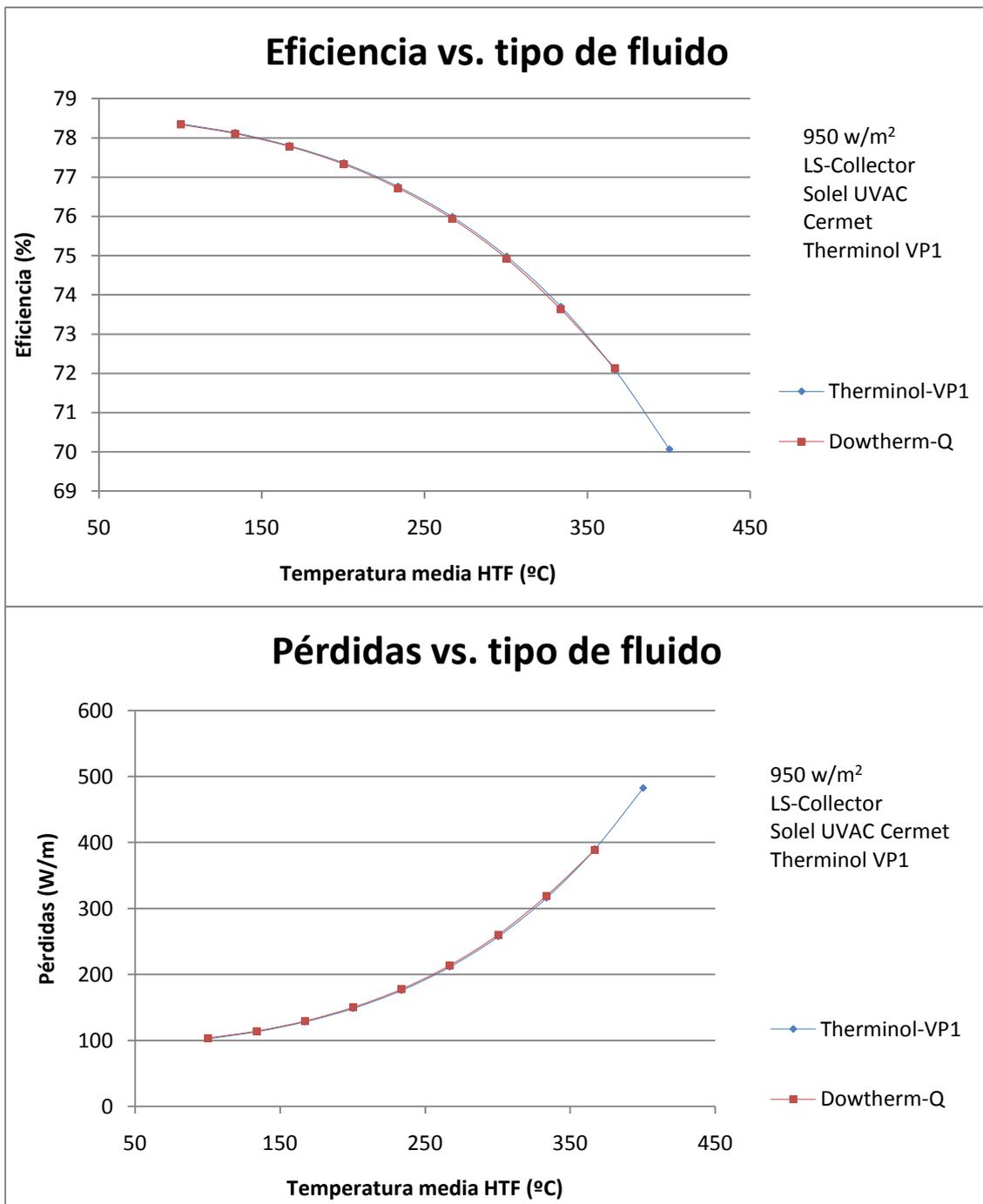


Fig. 5.16: Eficiencia y pérdidas para distintos fluidos térmicos

### 5.5.9 Diámetro externo del vidrio envolvente

Los gráficos de la Figura 5.17 muestran que:

- El diámetro del vidrio tiene un tamaño óptimo para minimizar las pérdidas de calor del tubo absorbedor.
- La optimización refleja el hecho de que a medida que aumenta el diámetro, el hueco anular entre el absorbedor y la envoltura de vidrio aumenta, lo que disminuye la transferencia de calor entre el absorbedor y el vidrio, pero aumenta el área superficial para la transferencia de calor al medio ambiente.
- Disminuyendo el diámetro del vidrio envolvente aumenta la transferencia de calor a través del espacio anular, pero disminuye el área superficial para la transferencia de calor al medio ambiente.

Otro problema que tiene tener hueco anular demasiado pequeño es que podría causar problemas de tolerancia con el tubo absorbedor, ya que el tubo absorbedor tenderá a inclinarse ligeramente cuando se calienta.

Eficiencia						
T1_ave	0.092	0.105	0.115	0.14	0.165	
<b>100,4</b>	78,44	78,43	78,43	78,41	78,4	
<b>133,8</b>	78,23	78,22	78,21	78,19	78,18	
<b>167,1</b>	77,93	77,91	77,9	77,88	77,86	
<b>200,4</b>	77,5	77,48	77,47	77,44	77,43	
<b>233,7</b>	76,94	76,91	76,9	76,86	76,84	
<b>267</b>	76,2	76,16	76,14	76,09	76,06	
<b>300,4</b>	75,24	75,18	75,15	75,09	75,05	
<b>333,7</b>	74,01	73,94	73,89	73,81	73,75	
<b>367</b>	72,45	72,36	72,3	72,19	72,11	
<b>400,3</b>	70,52	70,39	70,31	70,15	70,04	

Tabla 5.21: Eficiencia para distintos diámetros de vidrio envolvente

Pérdidas						
T1_ave	0.092	0.105	0.115	0.14	0.165	
100,4	98,75	99,27	99,6	100,2	100,7	
133,8	108,5	109,1	109,5	110,3	110,8	
167,1	122,5	123,3	123,8	124,7	125,4	
200,4	141,8	142,8	143,4	144,6	145,4	
233,7	167,6	168,9	169,7	171,2	172,3	
267	201,6	203,3	204,4	206,5	207,9	
300,4	245,8	248,1	249,6	252,4	254,4	
333,7	302,1	305,3	307,3	311,1	313,8	
367	373,2	377,6	380,3	385,5	389,2	
400,3	462	468	471,7	478,8	483,8	

Tabla 5.22 Pérdidas para distintos diámetro de vidrio envolvente

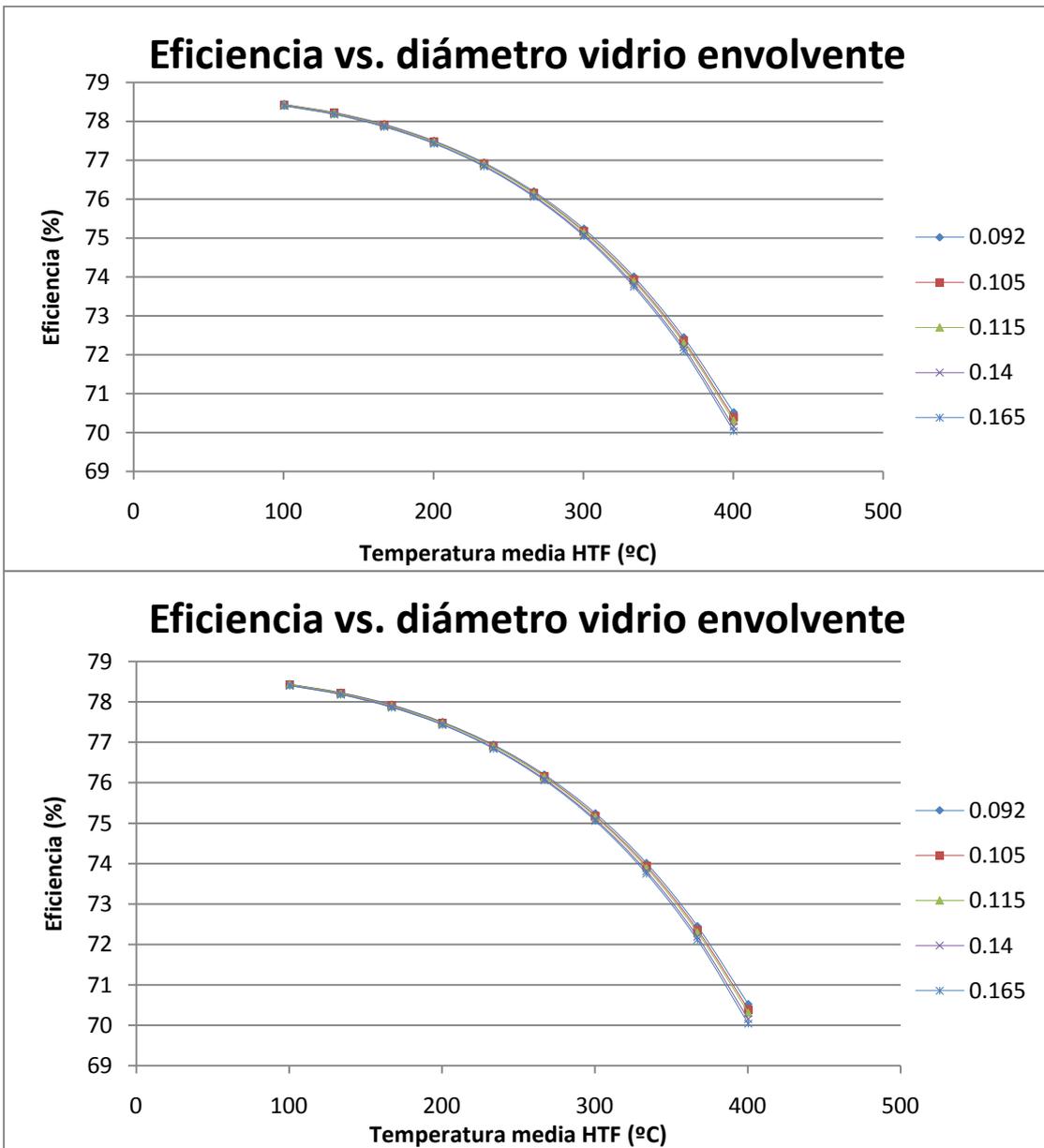


Fig. 5.17: Eficiencia y pérdidas para distintos fluidos térmicos

## 6. CONCLUSIONES

En primer lugar, se ha mostrado en este proyecto el estado actual de tubos absorbedores en captadores cilindro parabólicos, describiendo los elementos principales y sus principios de funcionamiento.

Una conclusión principal obtenida tras este primer análisis es que la tecnología de colectores cilindro-parabólicos parece ser la tendencia predominante para la generación termosolar, debido principalmente a la madurez técnica que presenta frente a otras tecnologías de concentración solar. Asimismo, los costes de ejecución de un proyecto de torre central o de un proyecto de disco Stirling son, en la actualidad, más elevados.

En segundo lugar, se describe el desarrollo, validación y uso de un modelo matemático implementado en el software EES para evaluar el rendimiento de un tubo absorbedor. Todas las ecuaciones, correlaciones, y los parámetros usados en el modelo se discuten en detalle en este proyecto. El modelo se implementó en EES en dos versiones diferentes, versión 1D y 2D. Estos modelos fueron desarrollados para estudiar los parámetros que influyen en el rendimiento de un tubo absorbedor. Después de esto, la versatilidad del modelo se ha demostrado mediante la realización de diversos estudios de diseño y de distintos parámetros. Esto también demostró que el modelo implementado en EES podría ser utilizado como una herramienta de desarrollo para mejorar el rendimiento de un tubo absorbedor.

Debido a que el modelo está basado en balances teóricos de energía en lugar de coeficientes globales de transmisión de calor, se ha podido realizar un análisis de sensibilidad para identificar los parámetros de diseño que más influyen en el rendimiento energético. Además, aunque no es un parámetro de diseño propiamente, se ha estudiado la influencia del ángulo de incidencia en el funcionamiento del colector solar, ya que su valor, aunque depende de la posición relativa entre el Sol y el colector, está condicionado por la orientación que finalmente se elija para el eje del colector.

Se exponen a continuación las principales conclusiones extraídas de este análisis, así como recomendaciones y sugerencias para posibles mejoras:

El valor de la reflectividad del espejo concentrador afecta al comportamiento térmico de los colectores, debido a que las pérdidas ópticas son las que más influyen en el rendimiento global del colector. Cuando la reflectividad del espejo disminuye, disminuye el rendimiento energético, ya que disminuye el valor de la energía total incidente en el tubo receptor. Como conclusión, queda patente la necesidad de ciclos de lavado frecuentes en los campos de colectores cilindro-parabólicos, así como el interés de encontrar materiales con valores mayores de reflectividad.

El efecto de la emisividad sobre el rendimiento del tubo es mucho menos acusado que en el caso anterior. Este hecho se debe a que la emisividad es un parámetro térmico y, como tal, tiene menos importancia en la determinación del rendimiento global. En cualquier caso, es uno de los parámetros que se está buscando optimizar con los nuevos recubrimientos

selectivos, se recomienda seguir haciendo pruebas con distintos recubrimientos y pruebas que determinen la degradación de las propiedades ópticas. Esta prueba debe incluir la determinación de las variaciones que se den a lo largo de la vida útil de una planta, especialmente una que haya estado operando por muchos años.

El diámetro del tubo absorbedor tiene una influencia bastante menor que la de los dos parámetros anteriores. Se ha incorporado en este estudio porque afecta de forma distinta al rendimiento energético. Mientras que desde el punto de vista energético siempre es favorable elegir diámetros de tubo receptor pequeños, pues se consigue disminuir la superficie de pérdidas térmicas, desde el punto de vista exergético esta disminución tiene un límite, debido a que este rendimiento contabiliza también las pérdidas de carga del fluido que circula por el interior de los tubos, que aumentan al disminuir el diámetro.

También se ha estudiado el comportamiento del rendimiento frente a variaciones en el ángulo de incidencia entre la radiación solar directa y el vector normal a la superficie de captación. Se ha podido comprobar que la influencia de este ángulo es muy importante, mayor incluso que la reflectividad. Su influencia en el comportamiento térmico es similar a la ya descrita para la reflectividad del espejo; al aumentar el valor del ángulo de incidencia, disminuye el rendimiento energético, pues disminuye la energía térmica útil. Se pone por tanto de manifiesto la importancia de un sistema de seguimiento del colector solar preciso, de forma que minimice el ángulo de incidencia de la radiación solar.

Otra ventaja de que el modelo desarrollado esté basado en balances teóricos de energía entre las diversas superficies del tubo receptor, es que puede utilizarse para evaluar el comportamiento térmico de colectores cilindro-parabólicos usando distintos fluidos caloríferos, sin más que cambiar las propiedades características del fluido de trabajo considerado en el interior del tubo absorbedor. De esta forma, se ha adaptado el modelo para el caso de que los fluidos de trabajo sean aceites sintéticos -en concreto, Therminol VP-1 y Dowtherm Q. Se han buscado en referencias bibliográficas las propiedades termofísicas del Therminol VP-1 y de Dowtherm Q. Las correlaciones para la transmisión de calor que se emplean en estos dos casos son idénticas a las correspondientes a fluido monofásico.

Se analiza cómo el tipo de fluido tiene poco efecto sobre el rendimiento para cualquier temperatura; sin embargo, las tendencias indican que el rendimiento disminuye al aumentar la temperatura del fluido. Esto indica que buscar nuevos métodos para disminuir la temperatura podría ser beneficioso, sobre todo si se puede hacer de una manera tal que no disminuya la eficiencia del ciclo de potencia. Una posible solución podría ser la de ejecutar el ciclo de potencia con un fluido con una presión de vapor inferior, como amoníaco o un hidrocarburo.

Estos modelos tienen también numerosas limitaciones. Por ejemplo, el modelo no tiene en cuenta la no uniformidad de la insolación solar alrededor de la sección transversal del tubo y a lo largo de su longitud, esto significa que los cambios en un diseño asimétrico no pueden ser evaluados.

Algunos tubos pueden que tengan presiones en la corona circular más altas que la especificada 0,0001 torr, debido a las inconsistencias de fabricación o de permeación de hidrógeno. Si esto es así, es importante el desarrollo de un medio o instrumento para medir la presión en el

anillo. Con la última técnica que ha llevado a cabo Schott de medir la temperatura de la superficie exterior del vidrio envolvente utilizando una cámara infrarroja, se podría evaluar los datos requeridos.

Tampoco calcula los parámetros que dependen de la ubicación o del tiempo, o suposiciones iniciales o los límites de los parámetros. Un parámetro dependiente del tiempo y la ubicación es el ángulo de incidencia solar. Tener que introducir manualmente el ángulo de incidencia solar hace que la realización de estudios sobre el cambio de la inclinación o de las propiedades de la superficie exterior del absorbedor sea difícil. Además, dado que el modelo no calcula suposiciones iniciales ni los límites de los parámetros, estos valores tienen que ser introducidos manualmente en EES.

Mejoras adicionales para el modelo podrían incluirse como la dependencia de las propiedades ópticas con la temperatura o cambiar los términos de absorción solar y generación de calor por un análisis de exergía. Con el desarrollo de un balance exergético para el modelo propuesto se podría obtener una información que no suministra un balance puramente energético. Así, la exergía informa sobre la calidad de la energía transmitida y las irreversibilidades asociadas a dicha transmisión. Además, a la hora de evaluar el rendimiento del colector, no sólo tiene en cuenta el incremento de temperatura, también considera la pérdida de presión.

En resumen, los parámetros que más afectan al rendimiento y pérdidas del tubo absorbedor son aquellos que influyen en las propiedades ópticas de éste, llegando a la conclusión de que hay que seguir desarrollando nuevos recubrimientos selectivos que mejoren la reflectividad de éstos así como buscar la optimización del ángulo de incidencia solar en cada momento de la vida útil de una planta con un mecanismo de seguimiento solar en el que se tenga en cuenta las horas del día así como el día del año, la ubicación de la planta y datos meteorológicos.

## ANEXOS

### A. Códigos EES del Modelo unidimensional

\*\*\*\*\*

#### Balances de energía

\*\*\*\*\*

```
q_12conv = q_23cond "[W/m]"
q_3SolAbs = q_23cond + q_34conv + q_34rad + q_cond_bracket "[W/m]"
q_34conv + q_34rad = q_45cond "[W/m]"
q_45cond + q_5SolAbs = q_56conv + q_57rad "[W/m]"
q_Heatloss= q_56conv + q_57rad + q_cond_bracket "[W/m]"
```

\*\*\*\*\*

q\_12conv Flujo de transferencia de calor convectivo desde el fluido térmico a la superficie interna del tubo receptor

\*\*\*\*\*

```
q_12conv=(m_1*Cp_1*(Tout-Tint))/L_tubo "[W/m]"
```

```
m_1= 0,008832628*RHO_1 "[kg/s]"
```

```
L_tubo= 779,5 "[m]"
```

```
q_12conv = h_1 * D_2 * PI * (T_2 - T_1ave) "[W/m]"
```

```
h_1 = Nu_D2 * k_1 / D_2 "[W/m^2-K]"
```

#### "Propiedades termodinámicas del HTF"

```
RHO_1 = 1083,25 - 0,90797*T_1ave + 0,00078116*T_1ave^2 - 2,367E-06*T_1ave^3 "[kg/m^3]"
```

```
MU_1 = (exp(544,149/(T_1ave+114,43) - 2,59578))*RHO_1/10^6 "[kg/m-s]"
```

```
Cp_1 = (1,498 + 0,002414*T_1ave + 5,9591E-06 *T_1ave^2 - 2,9879E-08*T_1ave^3 + 4,4172E-11*T_1ave^4)*1000 "[J/kg-K]"
```

```
k_1 = 0,137743 - 8,19477E-05*T_1ave - 1,92257E-07*T_1ave^2 + 2,5034E-11*T_1ave^3 - 7,2974E-15*T_1ave^4 "[W/m-K]"
```

```
RHO_2 = 1083,25 - 0,90797*T_2 + 0,00078116*T_2^2 - 2,367E-06*T_2^3 "[kg/m^3]"
```

```
MU_2 = (exp(544,149/(T_2+114,43) - 2,59578))*RHO_2/10^6 "[kg/m-s]"
```

```
Cp_2 = (1,498 + 0,002414*T_2 + 5,9591E-06 *T_2^2 - 2,9879E-08*T_2^3 + 4,4172E-11*T_2^4)*1000 "[J/kg-K]"
```

```
k_2 = 0,137743 - 8,19477E-05*T_2 - 1,92257E-07*T_2^2 + 2,5034E-11*T_2^3 - 7,2974E-15*T_2^4 "[W/m-K]"
```

```
Re_D2 = (Rho_1 * D_2 * v_1) / (MU_1)
```

```
Pr_2= (Cp_2 * MU_2) / k_2
```

```
Pr_1 = (Cp_1 * MU_1) / k_1
```

```
D_2=0,066 "[m]"
```

```
v_1= 0,2436 "velocidad del HTF"
```

```
T_1ave= (Tout+Tint)/2 "[°C]"
```

#### "Número de Nusselt para corona anular turbulento"

```
f = (1,82 * LOG10(Re_D2) - 1,64)^(-2)
```

$$Nu_{D2} = (f / 8) * (Re_{D2} - 1000) * Pr_1 / (1 + 12,7 * (f / 8)^{0,5} * (Pr_1^{0,6667} - 1)) * (Pr_1 / Pr_2)^{0,11}$$

\*\*\*\*\*  
 q\_23cond Flujo de transferencia de calor por conducción a través del absorbedor  
 \*\*\*\*\*

$$q_{23cond} = 2 * PI * k_{23} * (T_3 - T_2) / LN(D_3 / D_2) \text{ "[W/m]"}$$

$$D_3 = 0,07 \text{ "[m]"}$$

\*\*\*\*\*  
 Conductancia del absorbedor  
 \*\*\*\*\*

$$T_{23} = ((T_2 + T_3) / 2) + 273,15 \text{ "[K]"}$$

$$k_{23} = 0,013 * T_{23} + 15,2 \text{ "[W/m-K]" "316L"}$$

\*\*\*\*\*  
 q\_34conv Transferencia de calor por convección entre la superficie externa del absorbedor y la cara interna del vidrio envolvente  
 \*\*\*\*\*

$$q_{34conv} = h_{34} * D_3 * PI * (T_3 - T_4) \text{ "[W/m]"}$$

\*\*\*\*\*  
 q\_34rad Transferencia de calor por radiación entre la superficie externa del absorbedor y la cara interna del vidrio envolvente  
 \*\*\*\*\*

$$q_{34rad} = PI * D_3 * sigma * ((T_3 + T_0)^4 - (T_4 + T_0)^4) / (1 / EPSILON_3 + ((1 - EPSILON_4) * D_3 / (EPSILON_4 * D_4))) \text{ "[W/m]"}$$

"Constante Stefan-Boltzmann"

$$sigma = 5,67E-8 \text{ "[W/m^2-K^4]"}$$

$$g = 9,81 \text{ "[m/s^2]"}$$

"Cálculos de emisividades y propiedades ópticas para el recubrimiento selectivo elegido"

"Solel UVAC Cermet a"

$$TAU_{envelope} = 0,965$$

$$Alpha_{abs} = 0,96$$

$$EPSILON_3 = 2,249 * 10^{-7} * (T_3)^2 + 1,039 * 10^{-4} * T_3 + 5,599 * 10^{-2}$$

"Emisividad del vidrio envolvente"

$$EPSILON_4 = 0,86$$

\*\*\*\*\*  
 q\_45cond Flujo de transferencia de calor por conducción a través del vidrio  
 \*\*\*\*\*

$$q_{45cond} = 2 * PI * k_{45} * (T_4 - T_5) / LN(D_5 / D_4) \text{ "[W/m]"}$$

"Conductividad del vidrio"

$$k_{45} = 1,04 \text{ "[W/m-K]"}$$

\*\*\*\*\*

### Dimensiones del tubo según el tubo elegido

\*\*\*\*\*

"LS-2"

$$D_4 = 0,109 \text{ [m]}$$

$$D_5 = 0,115 \text{ [m]}$$

$$W_{\text{aperture}} = 4,8235 \text{ [m]}$$

\*\*\*\*\*

### q<sub>56conv</sub> Flujo de transferencia de calor convectivo desde la superficie externa del vidrio al ambiente

\*\*\*\*\*

$$q_{56\text{conv}} = h_{56} * D_5 * \text{PI} * (T_5 - T_6) \text{ [W/m]}$$

$$h_{56} = \text{Nu}_{D5} * k_6 / D_5 \text{ [W/m}^2\text{-K]}$$

### "Número de Nusselt para convección natural "

$$\text{Nu}_{D5} = C * \text{Re}_{D5}^m * \text{Pr}_6^n * (\text{Pr}_6 / \text{Pr}_5)^{0,25}$$

$$\text{Pr}_6 = \text{NU}_6 / \text{Alpha}_6$$

$$\text{NU}_6 = \text{MU}_6 / \text{Rho}_6 \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$\text{Alpha}_6 = k_6 / (\text{Cp}_6 * \text{Rho}_6 * 1000) \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$\text{Beta}_6 = 1 / (T_6 + T_0) \text{ [1/K]}$$

$$\text{Ra}_{D5} = g * \text{Beta}_6 * \text{ABS}(T_5 - T_6) * (D_5)^3 / (\text{Alpha}_6 * \text{NU}_6)$$

$$\text{Pr}_5 = \text{NU}_5 / \text{Alpha}_5$$

$$\text{NU}_5 = \text{MU}_5 / \text{Rho}_5 \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$\text{Alpha}_5 = k_5 / (\text{Cp}_5 * \text{Rho}_5 * 1000) \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$\text{Re}_{D5} = v_6 * D_5 * \text{Rho}_6 / \text{MU}_6$$

$$v_6 = 0,1$$

$$n = 0,36$$

$$C = 0,26$$

$$m = 0,6$$

### "Propiedades termodinámicas del aire"

$$\text{MU}_5 = \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T=T_5) \text{ [kg/m-s]}$$

$$k_5 = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T=T_5) \text{ [W/m-K]}$$

$$\text{Cp}_5 = \text{CP}(\text{AIR}; T=T_5) \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$\text{Rho}_5 = \text{DENSITY}(\text{Air}; T=T_5; P=P_5) \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$P_5 = 101,325 \text{ [kPa]}$$

$$\text{MU}_6 = \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T=T_6) \text{ [kg/m-s]}$$

$$k_6 = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T=T_6) \text{ [W/m-K]}$$

$$\text{Cp}_6 = \text{CP}(\text{AIR}; T=T_6) \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$\text{Rho}_6 = \text{DENSITY}(\text{Air}; T=T_6; P=P_6) \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$P_6 = 101,325 \text{ [kPa]}$$

\*\*\*\*\*

### q<sub>57rad</sub> Flujo de transferencia de calor por radiación entre la cara externa del vidrio y el cielo

\*\*\*\*\*

$$q_{57\text{rad}} = \text{EPSILON}_5 * \text{PI} * D_5 * \text{sigma} * ((T_5 + T_0)^4 - (T_7 + T_0)^4) \text{ [W/m]}$$

$$\text{EPSILON}_5 = 0,86$$

T\_0= 273,15  
 T\_6=22  
 T\_7=T\_6-8

\*\*\*\*\*  
 q\_5SolAbs Flujo solar en el cristal  
 \*\*\*\*\*

q\_5SolAbs = q\_i \* OptEff\_env \* Alpha\_env "[W/m]"

"Radiación solar por longitud de apertura"

q\_i = I\_b \* W\_aperture "[W/m]"

Alpha\_env=0,02

I\_b= 950 "[W/m^2]"

OptEff\_env = Shadowing \* TrackingError \* GeomEffects \* Rho\_mirror\_clean \* Dirt\_mirror  
 \*Dirt\_HCE \* Error \* K

"Coeficiente del Angulo de incidencia"

K = COS(THETA) + 0,000884 \* THETA - 0,00005369 \* (THETA)^2

Shadowing = 0,974  
 TrackingError = 0,994  
 GeomEffects = 0,98  
 Rho\_mirror\_clean = 0,935  
 Dirt\_mirror = Reflectivity/Rho\_mirror\_clean  
 Dirt\_HCE = (1+ Dirt\_mirror)/2  
 Error = 0,96  
 Reflectivity=0,935

THETA = 0 "0 radianes, suponiendo radiación normal al receptor"

\*\*\*\*\*  
 q\_3SolAbs Flujo solar en la tubería del absorbedor  
 \*\*\*\*\*

q\_3SolAbs = q\_i \* OptEff\_abs \* Alpha\_abs "[W/m]"

OptEff\_abs = OptEff\_env \* TAU\_Envelope

\*\*\*\*\*  
 q\_cond\_bracket Pérdida de calor estimada a través de los puntos de apoyo de la estructura  
 soporte  
 \*\*\*\*\*

h\_brac6 = Nu\_brac \* k\_brac6 / D\_brac "[W/m^2-K]"

Nu\_brac = (0,60 + (0,387 \* Ra\_Dbrac^(0,1667))) / (1 + (0,559 / Pr\_brac6)^(0,5625))^(0,2963))^2

q\_cond\_bracket = SQRT(h\_brac6 \* P\_brac \* k\_brac \* A\_cs\_brac) \* (T\_base - T\_6)/L\_tubo  
 "[W/m]"

"Perímetro"

P\_brac = 0,2032 "[m]"

"Diámetro efectivo"

D\_brac = 0,0508 "[m]"

"Mínima sección transversal"

$$A_{cs\_brac} = 0,00016129 \text{ [m}^2\text{]}$$

"Coeficiente de conducción de acero al carbono a 600k"

$$k_{brac} = 48 \text{ [W/m-K]}$$

"Temperatura de la base del apoyo"

$$T_{base} = T_3 - 10 \text{ [C]}$$

"Temperatura media estimada del punto de apoyo"

$$T_{brac} = (T_{base} + T_6) / 3 \text{ [C]}$$

"Temperatura de película del punto de apoyo "

$$T_{brac6} = ((T_{brac} + T_6) / 2) \text{ [C]}$$

"Coeficiente convectivo sin viento"

$$\text{MU}_{brac6} = \text{viscosity}(\text{AIR}; T=T_{brac6}) \text{ [N-s/m}^2\text{]}$$

$$\text{Rho}_{brac6} = \text{Density}(\text{AIR}; T=T_{brac6}; P=P_6) \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$\text{Cp}_{brac6} = \text{CP}(\text{AIR}; T=T_{brac6}) \text{ [kJ/kg-K]}$$

$$k_{brac6} = \text{conductivity}(\text{AIR}; T=T_{brac6}) \text{ [W/m-K]}$$

$$\text{NU}_{brac6} = \text{MU}_{brac6} / \text{Rho}_{brac6} \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$\text{Alpha}_{brac6} = k_{brac6} / (\text{Cp}_{brac6} * \text{Rho}_{brac6} * 1000) \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$\text{Beta}_{brac6} = 1 / (T_{brac6} + T_0) \text{ [1/K]}$$

$$\text{Ra}_{Dbrac} = g * \text{Beta}_{brac6} * \text{ABS}(T_{brac} - T_6) * (D_{brac})^3 / (\text{Alpha}_{brac6} * \text{NU}_{brac6})$$

$$\text{Pr}_{brac6} = \text{NU}_{brac6} / \text{Alpha}_{brac6}$$

$$\text{ETA} = (q_{12conv}/q_i) * 100 \text{ [%]}$$

$$\text{ETA}_{EffectiveOptEff} = (\text{OptEff}_{abs} * \text{Alpha}_{abs} + \text{OptEff}_{env} * \text{Alpha}_{env}) * 100 \text{ [%]}$$

$$q_{OptLoss} = q_i * (1 - \text{ETA}_{EffectiveOptEff}/100) \text{ [W/m]}$$

## B. Códigos EES del Modelo bidimensional

```

*****
Balances de energía
*****
q_12conv = q_23cond "[W/m]"
q_3SolAbs = q_23cond + q_34conv + q_34rad + q_cond_bracket "[W/m]"
q_34conv + q_34rad = q_45cond "[W/m]"
q_45cond + q_5SolAbs = q_56conv + q_57rad "[W/m]"
q_Heatloss= q_56conv + q_57rad + q_cond_bracket "[W/m]"

*****
q_12conv Flujo de transferencia de calor convectivo desde el fluido térmico a la superficie
interna del tubo receptor
*****
T_out = ((q_5SolAbs + q_3SolAbs - q_34conv - q_34rad)* L_tubo - q_cond_bracket) / (m_dot *
Cp_1) + ((v_1in)^2 - (v_1out)^2)*0,5 / Cp_1 + T_in "[C]"

*****
Velocidades del HTF
*****

m_dot = v_1out * RHO_out * A_cs "[kg/s]"
v_1ave = (v_1in + v_1out)/2 "[m/s]"
v_1in = 0,008832628 / (A_cs) "[m/s]"

RHO_out = 1083,25 - 0,90797*T_out +0,00078116*T_out^2 - 2,367E-06*T_out^3 "[kg/m^3]"
RHO_in = 1083,25 - 0,90797*T_in+0,00078116*T_in^2 - 2,367E-06*T_in^3 "[kg/m^3]"

"Flujo másico del HTF"

m_dot = v_1in * RHO_in * A_cs "[kg/s]"

A_cs = PI * (D_2 ^2 / 4) "[m^2]"

L_tubo= 779,5 "[m]"
q_12conv = h_1 * D_2 * PI * (T_2 - T_1ave) "[W/m]"

h_1 = Nu_D2 * k_1 / D_2 "[W/m^2-K]"

"Propiedades termodinámicas del HTF"

RHO_1 = 1083,25 - 0,90797*T_1ave +0,00078116*T_1ave^2 - 2,367E-06*T_1ave^3 "[kg/m^3]"
MU_1 = (exp(544,149/(T_1ave+114,43) - 2,59578))*RHO_1/10^6 "[kg/m-s]"
Cp_1 = (1,498 + 0,002414*T_1ave + 5,9591E-06 *T_1ave^2 - 2,9879E-08*T_1ave^3 +
4,4172E-11*T_1ave^4)*1000"[J/kg-K]"
k_1 = 0,137743 - 8,19477E-05*T_1ave -1,92257E-07*T_1ave^2 + 2,5034E-11*T_1ave^3 -
7,2974E-15*T_1ave^4 "[W/m-K]"

RHO_2 = 1083,25 - 0,90797*T_2 +0,00078116*T_2^2 - 2,367E-06*T_2^3 "[kg/m^3]"
MU_2 = (exp(544,149/(T_2+114,43) - 2,59578))*RHO_2/10^6 "[kg/m-s]"
Cp_2 = (1,498 + 0,002414*T_2 + 5,9591E-06 *T_2^2 - 2,9879E-08*T_2^3 + 4,4172E-
11*T_2^4)*1000"[J/kg-K]"
k_2 = 0,137743 - 8,19477E-05*T_2 -1,92257E-07*T_2^2 + 2,5034E-11*T_2^3 - 7,2974E-
15*T_2^4 "[W/m-K]"

Re_D2 = (RHO_1 * D_2 * v_1ave) / (MU_1)
Pr_2= (Cp_2 * MU_2) / k_2
Pr_1 = (Cp_1 * MU_1) / k_1

```

$$D_2=0,066$$

$$T_{1ave} = (T_{out} + T_{in}) / 2 \text{ "[}^\circ\text{C]}"$$

"Número de Nusselt para corona anular turbulento"

"Correlación para el número Nusselt del flujo turbulento/transitorio (Gnielinski correlation modificada)"

$$f = (1,82 * \text{LOG}_{10}(\text{Re}_{D2}) - 1,64)^{-2}$$

$$\text{Nu}_{D2} = (f / 8) * (\text{Re}_{D2} - 1000) * \text{Pr}_1 / (1 + 12,7 * (f / 8)^{0,5} * (\text{Pr}_1^{0,6667} - 1)) * (\text{Pr}_1 / \text{Pr}_2)^{0,11}$$

\*\*\*\*\*

q\_23cond Flujo de transferencia de calor por conducción a través del absorbedor

\*\*\*\*\*

$$q_{23cond} = 2 * \text{PI} * k_{23} * (T_3 - T_2) / \text{LN}(D_3 / D_2) \text{ "[W/m]}"$$

$$D_3 = 0,07 \text{ "[m]}"$$

\*\*\*\*\*

Conductancia del absorbedor

\*\*\*\*\*

$$T_{23} = ((T_2 + T_3) / 2) + 273,15$$

$$k_{23} = 0,013 * T_{23} + 15,2 \text{ "[W/m-K]} \text{ "316L}"$$

\*\*\*\*\*

q\_34conv Transferencia de calor por convección entre la superficie externa del absorbedor y la cara interna del vidrio envolvente

\*\*\*\*\*

$$q_{34conv} = h_{34} * D_3 * \text{PI} * (T_3 - T_4) \text{ "[W/m]}"$$

\*\*\*\*\*

q\_34rad Transferencia de calor por radiación entre la superficie externa del absorbedor y la cara interna del vidrio envolvente

\*\*\*\*\*

$$q_{34rad} = \text{PI} * D_3 * \sigma * ((T_3 + T_0)^4 - (T_4 + T_0)^4) / (1 / \text{EPSILON}_3 + ((1 - \text{EPSILON}_4) * D_3 / (\text{EPSILON}_4 * D_4))) \text{ "[W/m]}"$$

"Constante Stefan-Boltzmann"

$$\sigma = 5,67\text{E-}8 \text{ "[W/m}^2\text{-K}^4\text{]}"$$

$$g = 9,81 \text{ "[m/s}^2\text{]}"$$

"Cálculos de emisividades y propiedades ópticas para el recubrimiento selectivo elegido"

"Solel UVAC Cermet a"

$$\text{TAU}_{envelope} = 0,965$$

$$\text{Alpha}_{abs} = 0,96$$

$$\text{EPSILON}_3 = 2,249 * 10^{(-7)} * (T_3)^2 + 1,039 * 10^{(-4)} * T_3 + 5,599 * 10^{(-2)}$$

"Emisividad del vidrio envolvente"

$$\text{EPSILON}_4 = 0,86$$

```

*****
q_45cond Flujo de transferencia de calor por conducción a través del vidrio
*****

q_45cond = 2 * PI * k_45 * (T_4 - T_5) / LN(D_5 / D_4) "[W/m]"

"Conductividad del vidrio"
k_45 = 1,04 "[W/m-K]"

*****
Dimensiones del tubo según el tubo elegido
*****

"LS-2"

D_4 = 0,109 "[m]"
D_5 = 0,115 "[m]"
W_aperture = 4,8235 "[m]"

*****
q_56conv Flujo de transferencia de calor convectivo desde la superficie externa del vidrio al
ambiente
*****

q_56conv = h_56 * D_5 * PI * (T_5 - T_6) "[W/m]"

h_56 = Nu_D5 * k_6 / D_5 "[W/m^2-K]"

"Número de Nusselt para convección natural"

Nu_D5 = C*Re_D5^m*Pr_6^n*(Pr_6/Pr_5)^0,25
Pr_6 = NU_6 / Alpha_6
NU_6 = MU_6 / Rho_6 "[m^2/s]"
Alpha_6 = k_6 / (Cp_6 * Rho_6 * 1000) "[m^2/s]"
Beta_6 = 1 / (T_6 + T_0) "[1/K]"
Ra_D5 = g * Beta_6 * ABS(T_5 - T_6) * (D_5)^3 / (Alpha_6 * NU_6)

Pr_5 = NU_5 / Alpha_5
NU_5 = MU_5 / Rho_5 "[m^2/s]"
Alpha_5 = k_5 / (Cp_5 * Rho_5 * 1000) "[m^2/s]"

Re_D5= v_6 * D_5 * Rho_6 / MU_6
v_6 = 0,1
n=0,36
C=0,26
m=0,6

"Propiedades termodinámicas del aire"

MU_5 = VISCOSITY(Air; T=T_5) "[kg/m-s]"
k_5 = CONDUCTIVITY(Air; T=T_5) "[W/m-K]"
Cp_5 = CP(AIR; T=T_5) "[kJ/kg-K]"
Rho_5 = DENSITY(Air; T=T_5; P=P_5) "[kg/m^3]"
P_5=101,325 "[kPa]"

MU_6 = VISCOSITY(Air; T=T_6) "[kg/m-s]"
k_6 = CONDUCTIVITY(Air; T=T_6) "[W/m-K]"
Cp_6 = CP(AIR; T=T_6) "[kJ/kg-K]"
Rho_6 = DENSITY(Air; T=T_6; P=P_6) "[kg/m^3]"
P_6=101,325 "[kPa]"

```

\*\*\*\*\*  
 q\_57rad Flujo de transferencia de calor por radiación entre las cara externa del vidrio y el cielo  
 \*\*\*\*\*

$$q_{57rad} = \text{EPSILON}_5 * \text{PI} * D_5 * \text{sigma} * ((T_5 + T_0)^4 - (T_7 + T_0)^4) \text{ "[W/m]"}'$$

$$\text{EPSILON}_5 = 0,86$$

$$T_0 = 273,15$$

$$T_6 = 22$$

$$T_7 = T_6 - 8$$

\*\*\*\*\*  
 q\_5SolAbs Flujo solar en el cristal  
 \*\*\*\*\*

$$q_{5SolAbs} = q_i * \text{OptEff}_{env} * \text{Alpha}_{env} \text{ "[W/m]"}'$$

"Radiación incidente por longitud de apertura"

$$q_i = I_b * W_{aperture} \text{ "[W/m]"}'$$

$$\text{Alpha}_{env} = 0,02$$

$$I_b = 950 \text{ "[W/m}^2\text{]"}'$$

$$\text{OptEff}_{env} = \text{Shadowing} * \text{TrackingError} * \text{GeomEffects} * \text{Rho}_{mirror\_clean} * \text{Dirt}_{mirror} * \text{Dirt}_{HCE} * \text{Error} * K$$

"Coeficiente del Angulo de incidencia"

$$K = \text{COS}(\text{THETA}) + 0,000884 * \text{THETA} - 0,00005369 * (\text{THETA})^2$$

$$\text{Shadowing} = 0,974$$

$$\text{TrackingError} = 0,994$$

$$\text{GeomEffects} = 0,98$$

$$\text{Rho}_{mirror\_clean} = 0,935$$

$$\text{Dirt}_{mirror} = \text{Reflectivity} / \text{Rho}_{mirror\_clean}$$

$$\text{Dirt}_{HCE} = (1 + \text{Dirt}_{mirror}) / 2$$

$$\text{Error} = 0,96$$

$$\text{Reflectivity} = 0,935$$

$$\text{THETA} = 0 \text{ "0 radianes, suponiendo radiación normal al receptor"}$$

\*\*\*\*\*  
 q\_3SolAbs Flujo solar en la tubería del absorbedor  
 \*\*\*\*\*

$$q_{3SolAbs} = q_i * \text{OptEff}_{abs} * \text{Alpha}_{abs} \text{ "[W/m]"}'$$

$$\text{OptEff}_{abs} = \text{OptEff}_{env} * \text{TAU}_{Envelope}$$

\*\*\*\*\*  
 q\_cond\_bracket Pérdida de calor estimada a través de los puntos de apoyo de la estructura soporte  
 \*\*\*\*\*

$$h_{brac6} = \text{Nu}_{brac} * k_{brac6} / D_{brac} \text{ "[W/m}^2\text{-K]"}'$$

$$Nu_{brac} = (0,60 + (0,387 * Ra_{Dbrac}^{(0,1667)}) / (1 + (0,559 / Pr_{brac6})^{(0,5625)})^{(0,2963)})^2$$

$$q_{cond\_bracket} = \text{SQRT}(h_{brac6} * P_{brac} * k_{brac} * A_{cs\_brac}) * (T_{base} - T_6) / L_{tubo}$$

"[W/m]"

"Perímetro"

$$P_{brac} = 0,2032 \text{ "[m]"}$$

"Diámetro efectivo"

$$D_{brac} = 0,0508 \text{ "[m]"}$$

"Mínima sección transversal"

$$A_{cs\_brac} = 0,00016129 \text{ "[m^2]"}$$

"Coeficiente de conducción de acero al carbono a 600K"

$$k_{brac} = 48 \text{ "[W/m-K]"}$$

"Temperatura de la base del apoyo"

$$T_{base} = T_3 - 10 \text{ "[C]"}$$

"Temperatura media estimada del punto de apoyo"

$$T_{brac} = (T_{base} + T_6) / 3 \text{ "[C]"}$$

"Temperatura de película del punto de apoyo "

$$T_{brac6} = ((T_{brac} + T_6) / 2) \text{ "[C]"}$$

"Coeficiente convectivo sin viento"

$$MU_{brac6} = \text{viscosity}(\text{AIR}; T=T_{brac6}) \text{ "[N-s/m^2]"}$$

$$Rho_{brac6} = \text{Density}(\text{AIR}; T=T_{brac6}; P=P_6) \text{ "[kg/m^3]"}$$

$$Cp_{brac6} = \text{CP}(\text{AIR}; T=T_{brac6}) \text{ "[kJ/kg-K]"}$$

$$k_{brac6} = \text{conductivity}(\text{AIR}; T=T_{brac6}) \text{ "[W/m-K]"}$$

$$NU_{brac6} = MU_{brac6} / Rho_{brac6} \text{ "[m^2/s]"}$$

$$Alpha_{brac6} = k_{brac6} / (Cp_{brac6} * Rho_{brac6} * 1000) \text{ "[m^2/s]"}$$

$$Beta_{brac6} = 1 / (T_{brac6} + T_0) \text{ "[1/K]"}$$

$$Ra_{Dbrac} = g * Beta_{brac6} * \text{ABS}(T_{brac} - T_6) * (D_{brac})^3 / (Alpha_{brac6} * NU_{brac6})$$

$$Pr_{brac6} = NU_{brac6} / Alpha_{brac6}$$

$$ETA = (q_{12conv} / q_i) * 100$$

$$ETA_{EffectiveOptEff} = (OptEff_{abs} * Alpha_{abs} + OptEff_{env} * Alpha_{env}) * 100 \text{ "[%]"}$$

$$q_{OptLoss} = q_i * (1 - ETA_{EffectiveOptEff} / 100) \text{ "[W/m]"}$$

## BIBLIOGRAFIA

[1] Guía técnica de la energía solar termoeléctrica. Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. Disponible en:

<http://www.fenercom.com/pages/publicaciones/publicacion.php?id=174>

[2] García Garrido, Santiago. 2010. Ingeniería de Centrales Termosolares CCP: “Estado Del Arte En Tecnología Termosolar”. Fuenlabrada (Madrid): Renovetec.

[3] Molina Blanco, Selene; Tutor: Pino Lucena, Francisco Javier. 2014: “Análisis de sensibilidad del sistema de captación en una planta termosolar de colectores cilindroparabólicos.”

[4] IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía):

<http://www.idae.es>

[5] NREL (National Renewable Energy Laboratory) “Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver”:

<http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfs/34169.pdf>

[6] NREL (National Renewable Energy Laboratory):

[http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfsulf\\_herrmann\\_salt.pdf](http://www.nrel.gov/csp/troughnet/pdfsulf_herrmann_salt.pdf)

[7] SILVA PÉREZ, M.A. “Sistemas Termosolares de Concentración. Energías Renovables, 5º Ingeniero Industrial”. Apuntes de la asignatura Energías Renovables de 5º de Ingeniería Industrial. Grupo Termodinámica y Energías Renovables. 2008.

[8] ZARZA MOYA, E., GÓMEZ CAMACHO, C. “Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos”: Proyecto Direct Solar Steam (DISS). Sevilla. 2003.

[9] Abengoa Solar

<http://www.abengoasolar.com>

[10] Schott solar

[www.schottsolar.com](http://www.schottsolar.com)

[11] Royal Tech CSP

<http://www.royalcsp.com>

[12] Huiyin Group

<http://en.huiyin-group.com>

[13] Archimede Solar Energy

<http://www.archimedesolarenergy.it>

[14] MONTES PITA, M.J. *“Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífico”*. Tesis doctoral escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. UNIVERSIDAD POLITECNICA DE CATALUÑA.

[15] Plataforma Solar de Almería.

[www.psa.es](http://www.psa.es)

[16] Propiedades de fluidos

[www.therminol.com](http://www.therminol.com)

[www.dowtherm.com](http://www.dowtherm.com)