

Trabajo de Fin de Grado

Grado en Ingeniería de la Energía

Comparación de modelos físicos de captadores cilindro-parabólico

Autor: Pablo Ginés Magaz

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena

Dep. Ingeniería Energética. Grupo Termotecnia
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018



Proyecto Fin de Carrera
Ingeniería de la Energía

Comparación de modelos físicos de captadores cilindro-parabólico

Autor:

Pablo Ginés Magaz

Tutor:

Francisco Javier Pino Lucena

Profesor titular

Dep. de Ingeniería Energética. Grupo Termotecnia

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Proyecto Fin de Carrera: Comparación de modelos físicos de captadores cilindro-parabólico

Autor: Pablo Ginés Magaz

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

Me gustaría agradecer en primer lugar a mi tutor Francisco Javier Pino por los consejos y por aguantar todo este tiempo que parecía no acabar. Y acaba, gracias a su ayuda, y por supuesto a la de todos los que me han impulsado a llegar hasta aquí.

En primer lugar, a Mi Madre, Natalia. Gracias por confiar en mí siempre, apoyarme e impulsarme, y alimentar mi ilusión de no dejar nunca de crecer, de aprender y conocer. También por animarme a experimentar y enseñarme la sabiduría que hay en la paciencia y el esfuerzo. Y por supuesto a Mi Padre, Gustavo. Gracias por otorgarme la bendita curiosidad e incontables experiencias para descubrir, aprender y disfrutar. Y por descubrirme la libertad, y ayudarme a observar con espíritu crítico, consciente y activo. Gracias a toda mi familia por apoyarme en este viaje, en especial también a Mi Hermano, César. Gracias, por, aún a veces sin saberlo, haber sido tan buen guía y referencia. También por haberme enseñado e introducido en tantos mundos que hoy día son indispensables para mí, y no son pocos, como mis retiros de verano en el Piélagos, o mis domingos de monociclo y malabares, la afición por los documentales, etc. A toda mi familia, muchas gracias de corazón.

A todos los profesores que me inculcaron la curiosidad de seguir aprendiendo y el interés de hacerlo, y sobre todo a los que hicieron que picará mi curiosidad sobre la ingeniería y la ciencia. En especial a ese gran maestro que es Jesús del Pino.

Y también a mis talaveranos que me han aguantado, gracias al informático de futbolines, al arqueólogo de campo, al maestro primer Dan, y al bicho tucumano.

A todos mis amigos y compañeros por compartir en esas horas de estudio, en las salas debatiendo horas y horas y horas y horas... O incluso en un bar sin poder desconectar del problema que has estado intentando resolver con los apuntes en la mochila de haber estado todo el día estudiando. Ecuaciones en una servilleta. Termodinámica en la Alameda. Mucho tiempo compartido con muchos compañeros. Gracias a todos con los que he compartido algún momento por breve que fuera, a los que me han tenido que aguantar más de cerca en estos años, y sobre todo a los que estáis ahí. A los que seguís y os quedareis, muchas gracias. Gracias por las risas, siempre. Por los vinos, por las cenas, por las cañas y los conciertos, por los viajes. Pero muchas gracias también por estar ahí y compartir las quejas, las discusiones, y algún que otro mal momento. Siempre pocos. Siempre risas. Siempre locos. Gracias a la Confianza en la Curiosa Belleza de la Felicidad, y en la Autoestima Libre y Bondadosa que he encontrado en Sevilla.

Gracias a todos los profesores de la Escuela en especial a los departamentos de Termodinámica y Termotecnia. Y por supuesto al personal de cafetería, la biblioteca, el centro de cálculo, el gimnasio, el Carlos y Jose, y la gente que hizo posible los merenderos y los microondas. Todos esos que formaron parte de esos sitios en los que tantos momentos he pasado.

Para terminar gracias a Sevilla por esta gran acogida a un manchego curioso, de barrio y peregrino. Gracias a la Macarena y a sus vecinos, a la alameda y su ambiente, a los parques y su solito...

*“La cura para el aburrimiento es la curiosidad.
La curiosidad no tiene cura.” – Dorothy Parker*

Pablo Ginés Magaz

En Sevilla, 2018

Resumen

En este documento se presenta un análisis teórico detallado de un captador solar térmico cilindro parabólico basado en ecuaciones de transferencia de calor y ecuaciones ópticas. Posteriormente se procede a su comparación con un modelo simplificado basado en una regresión lineal obtenida a partir de la simulación de un amplio rango de casos basados en el modelo detallado.

Por otro lado, y previamente se realiza una introducción sobre la tecnología de captación solar térmica, haciendo especial mención a la térmica de concentración, y sus diferentes aplicaciones y formas. Además, se realiza una visión del estado del arte de la tecnología a estudiar, en este caso captador cilindro parabólico.

Abstract

This document presents a detailed theoretical analysis of a parabolic cylinder thermal solar collector based on heat transfer equations and optical equations. Subsequently, it is compared with a simplified model based on a linear regression obtained from the simulation of a wide range of cases based on the detailed model.

On the other hand, and previously there is an introduction on solar thermal collection technology, with special mention to thermal concentration, and its different applications and forms. Plus, a view of the state of the art technology to study is done, in this case parabolic trough collectors.

... -translation by google-

Índice

Agradecimientos	viii
Resumen	x
Abstract	xii
Índice	xiii
Índice de Tablas	xv
Índice de Figuras	xvii
Índice de Gráficas	xix
1 Introducción	1
1.1 <i>Objetivos</i>	1
1.2 <i>Estructura de la memoria</i>	1
1.3 <i>Energía Solar</i>	1
1.4 <i>Energía solar térmica de concentración</i>	3
• Sistema cilindro parabólico	7
• Captador Lineal Fresnel	8
• Sistema de Torre Central	10
• Disco Parabólico	11
	12
2 Captador cilindro parabólico	13
2.1 <i>Geometría del captador</i>	15
2.2 <i>Componentes</i>	17
2.2.1 Cimentación y estructura soporte	17
2.2.2 Reflector Cilindro Parabólico	19
2.2.3 Tubo absorbente (Receptor)	20
2.2.4 Fluido Térmico.	22
2.2.5 Sistema de Seguimiento Solar	24
2.3 <i>Desarrollo e implantación</i>	25
3 Modelo Matemático Sol-Captador	27

3.1	<i>Geometría Solar</i>	27
3.2	<i>Modelo teórico simplificado</i>	32
3.2.1	<i>Pérdidas ópticas</i>	32
3.2.2	<i>Ángulo de incidencia</i>	33
3.2.3	<i>Pérdidas Geométricas</i>	34
4	Modelo matemático detallado de balance de energía	36
5	Análisis de modelo detallado	51
5.1	<i>Solución general del caso base</i>	51
5.2	<i>Obtención de modelo simplificado</i>	51
5.3	<i>Corrección por caudal</i>	53
6	comparativa de modelos	56
6.1	<i>Irradiación</i>	56
6.2	<i>Temperatura ambiente</i>	58
6.3	<i>Ángulo de incidencia</i>	59
6.4	<i>Temperatura de entrada del fluido</i>	60
6.5	<i>Velocidad del aire</i>	62
6.6	<i>Caudal</i>	63
6.7	<i>Calor específico</i>	65
7	Conclusiones	66
	Referencias	68

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparativa entre tecnologías solares de concentración	12
Tabla 2. Comparativa entre estructura y geometría de distintos captadores cilindro-parabólico	19
Tabla 3. Comparativa entre fluidos térmicos	22
Tabla 4. Nomenclatura de las superficies del receptor	39
Tabla 5. Flujos de calor del balance de energía.	39
Tabla 6. Propiedades de los gases que aparecen en la corona circular	43
Tabla 7. Valores de C y m para distintos números de Reynolds	45
Tabla 8. Términos para estimar la eficiencia óptica	47
Tabla 9. Comparativa de propiedades entre distintos recubrimientos selectivos	48
Tabla 10. Calor específico del Therminol_VP1 en función de su temperatura	52
Tabla 11. Valores de referencia de parámetros característicos	56

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de radiación	2
Figura 2. Diagrama de Samkey del Colector Solar	3
Figura 3. Colector cilindro-parabólico	7
Figura 4. Esquema de funcionamiento de una central cilindro-parabólica	8
Figura 5. Captador lineal Fresnel	9
Figura 6. Sistema de torre central	10
Figura 7. Disco parabólico Stirling	11
Figura 8. Esquema de colector cilindro-parabólico	13
Figura 9. Detalle de los componentes de un lazo en una central cilindro-parabólica	14
Figura 10. Razón de concentración y ángulo de aceptación	15
Figura 11. Detalle ángulo de aceptación. Reflexión especular de un rayo incidente	15
Figura 12. Perfil de un captador cilindro-parabólico.	16
Figura 13. Filas de colector SKAL-ET en la planta solar Andasol1	19
Figura 14. Capas de un reflector de tecnología cilindro-parabólica	20
Figura 15. Partes de un absorbedor de tecnología cilindro-parabólica	21
Figura 16. Tipologías de orientación y eje de seguimiento	25
Figura 17. Geometría Sol-Tierra	27
Figura 18. Coordenadas terrestres geométricas	30
Figura 19. Coordenadas celestes horarias	31
Figura 20. Coordenadas celestes horizontales	31
Figura 21. Posición relativa Sol-Captador en función de parámetros geométricos	32
Figura 22. Parámetros influyentes en la eficiencia óptica del sistema cilindro.parabólico	33
Figura 23. Ángulo de incidencia	34
Figura 24. Área sombreada debido a pérdidas geométricas	35
Figura 25. Flujos de calor en una sección transversal del absorbedor	37
Figura 26. Modelo de resistencias del tubo absorbedor	38

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 1. Eficiencia del absorbedor según su temperatura y relación de concentración	6
Gráfica 2. Dispersión de puntos de funcionamiento.	52
Gráfica 3. Curva de rendimiento para distintos niveles de radiación	53
Gráfica 4. Corrección del término independiente de la curva de rendimiento en función del caudal	54
Gráfica 5. Corrección del coeficiente de primer grado de la curva de rendimiento en función del caudal	54
Gráfica 6. Corrección del coeficiente de segundo grado de la curva de rendimiento en función del caudal	55
Gráfica 7. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Irradiación	57
Gráfica 8. Comparación de modelos en Temp de salida ante variación de Irradiación	57
Gráfica 9. Comparación de modelos en calor útil ante variación de Irradiación	57
Gráfica 10. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Temp ambiente	58
Gráfica 11. Comparación de modelos en Temp de salida ante variación de Temp ambiente	58
Gráfica 12. Comparación de modelos en calor útil ante variación de Temp ambiente	59
Gráfica 13. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Ángulo de incidencia	59
Gráfica 14. Comparación de modelos en Temp de salida ante variación de Ángulo de incidencia	60
Gráfica 15. Comparación de modelos en calor útil ante variación de Ángulo de incidencia	60
Gráfica 16. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Temp de entrada	61
Gráfica 17. Comparación de modelos en Temp de salida ante variación de Temp de entrada	61
Gráfica 18. Comparación de modelos en calor útil ante variación de Temp de entrada	62
Gráfica 19. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Velocidad del aire	62
Gráfica 20. Comparación de modelos en Temp de salida ante variación de Velocidad del aire	63
Gráfica 21. Comparación de modelos en calor útil ante variación de Velocidad del aire	63
Gráfica 22. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Caudal	64
Gráfica 23. Comparación de modelos en Temperatura de salida ante variación de Caudal	64
Gráfica 24. Comparación de modelos en calor útil ante variación de Caudal	65

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Objetivos

En primer lugar, se muestra el estado del arte de la tecnología solar cilindro parabólica a modo de contexto. Además, se presentan distintos modelos en uso y una comparativa con otras tecnologías de concentración solar. En segundo lugar, tras esta introducción se pasa al objetivo de este proyecto, que es obtener el error relativo cometido al utilizar el modelo simplificado para verificar su validez en ciertos casos en función de la variación de las variables características del sistema. Dichas variables están relacionadas con las condiciones ambientales y las del fluido térmico

Además, se presenta un repaso de los materiales y las distintas tecnologías de los componentes del captador cilindro parabólico. En dicho estudio se obtiene una comparativa de propiedades a partir de la cual se toma una decisión para el sistema a simular en base a condiciones de fiabilidad y rendimiento óptimo.

1.2 Estructura de la memoria

Este proyecto se estructura en seis partes que representan los pasos necesarios para llegar al objetivo. Para empezar se encuentra la introducción a este documento en la que entre otras cosas se presenta el campo de estudio de este trabajo: la energía solar. En segundo lugar, se expone el estado del arte de la tecnología concreta que se ha escogido: captadores cilindro-parabólicos. A continuación se presenta el modelo teórico que analiza la interacción entre el sol y el captador teniendo en cuenta ambas geometrías (la del captador en sí y la geometría solar) y las propiedades ópticas de cada superficie que esté involucrada en el proceso. Tras esto, en el cuarto apartado, se desarrolla el modelo matemático que representa la transferencia de calor a través del tubo absorbedor hacia el fluido térmico. Una vez concluido estudio completo del sistema se procede a su simulación, análisis de resultados, y corrección de los mismos en el quinto apartado. Tras esto se obtiene la solución del modelo detallado. El último compara el modelo simplificado obtenido a partir de la regresión que se calcula a partir de la simulación.

1.3 Energía Solar

La energía solar es la fuente principal del resto de energías aprovechables hoy día, ya sea acumulada en sedimentos durante años (en forma de combustibles fósiles), como masas de aire en movimiento (en forma de viento), como material orgánico natural (en forma de biomasa) o como fuente térmica o impulsor del efecto fotoeléctrico (en forma de radiación).

Actualmente estamos viviendo la transición energética, lenta pero progresiva, hacia las energías renovables, debido al creciente aumento de la demanda y a la necesidad de solventar el problema de la contaminación atmosférica debida a los combustibles fósiles. Este proceso de cambio no es inmediato, y dado que la mera concienciación no basta es necesaria la investigación, el trabajo y el progreso en las energías renovables de cara a reducir sus costes de forma que lleguen a ser competitivas con las actuales.

Siguiendo esta línea la tecnología más avanzada es la de la energía solar en forma de radiación:

La radiación solar es una radiación electromagnética procedente del Sol y producida como consecuencia del movimiento acelerado de las partículas cargadas que lo componen. A efectos prácticos se considera al Sol como un foco térmico a 5777 K que nos hace llegar una irradiancia de 1367 W/m^2 (constante solar G). Existen distintos tipos de radiación.

- **Directa:** La que llega a un punto concreto procedente directamente del disco solar. Recibida sin modificar su dirección al atravesar la atmósfera terrestre. Su dirección depende de la posición del disco solar y por tanto de la localidad geográfica y del tiempo. Dentro de la radiación directa se

encuentra la radiación normal directa (DNI), que es la que incide perpendicularmente al sistema de captación.

- **Difusa:** Procedente de toda la bóveda celeste excepto del disco solar. Es parte de la radiación directa tras haber sufrido un proceso de difusión al atravesar ciertas moléculas y partículas contenidas en la atmósfera (H_2O , aerosoles), y por tanto cambiar de dirección. En modelos isótropos se considera que se distribuye igual en todas direcciones
- **Reflejada:** Procede de objetos terrestres a los que llega cualquier otro tipo de radiación. También se suele denominar Radiación de albedo

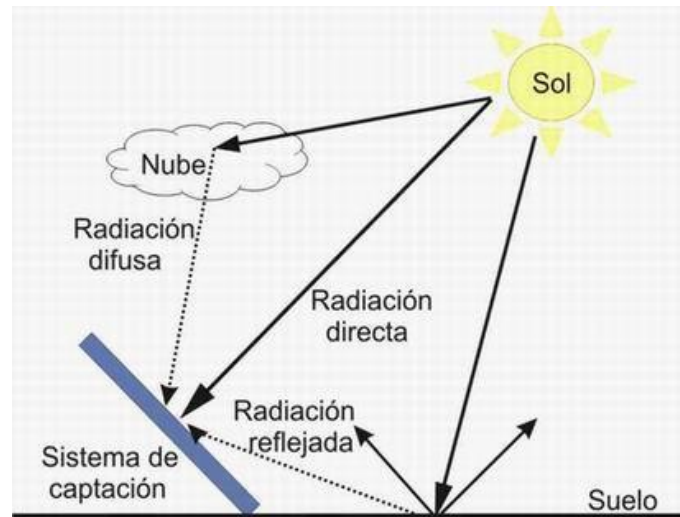


Figura 1. Tipos de radiación solar

Tras realizar esta clasificación se entenderán mejor las diferencias entre las dos siguientes tipologías de captación de radiación solar.

- ➔ **Energía Solar Fotovoltaica:** fuente de energía que produce electricidad directamente a partir de la radiación solar global (directa + difusa + reflejada) mediante el uso de la tecnología de semiconductores. Su principio de funcionamiento se basa en el efecto fotoeléctrico, y cómo dada la configuración adecuada de materiales una partícula de luz (fotón) puede transformarse en un electrón, dando lugar así a corriente eléctrica. Su característica más destacable es que se convierte directamente en energía eléctrica, sin pasar por los bloques de potencia de energía térmica convencionales, que son fuente de grandes pérdidas.
- ➔ **Energía Solar Térmica:** o energía termosolar, consiste en el aprovechamiento de la radiación solar directa para producir calor. En este caso se obtiene energía térmica de forma que será aprovechable por los circuitos de potencia convencionales de cara a suplir una demanda eléctrica, y además servirá para demandas térmicas en viviendas y edificios terciarios, e incluso grandes demandas térmicas en industrias. Dentro de esta tipología encontramos los sistemas con o sin concentración que serán explicados posteriormente

Esta última posee un potencial muy grande en la transición mencionada, pues tiene la capacidad de sustituir a las calderas convencionales acoplando el mismo bloque de potencia. Además, es una tecnología madura, de gran aplicación y muy versátil.

La ventaja principal de este tipo de plantas es que obtienen energía de la radiación solar. La energía solar es una energía renovable por lo que la obtención de esta energía será sostenible durante el ciclo de vida de la planta. Además, el hecho de que sea una energía limpia asegura que no supondrá ningún tipo de penalización a la empresa en cuanto a emisiones, ni conllevará ningún efecto perjudicial para el medio ambiente.

Al estar la radiación solar presente en toda la superficie de la tierra permite la descentralización de la producción energética. La energía solar permite a países importadores de energía ahorrar dinero favoreciendo el autoabastecimiento energético del país en cuestión disminuyendo su compra de petróleo, carbón o gas a países extranjeros.

Las centrales solares tienen unas emisiones nulas de CO₂, solo emitirán gases de efecto invernadero cuando necesiten las calderas auxiliares para satisfacer la demanda. Por ello, desde un punto de vista ambiental, las plantas solares permiten disminuir las emisiones de CO₂ a la atmósfera y mitigan el efecto invernadero. Desde un punto de vista económico, estas centrales también pueden resultar beneficiosas.

La desventaja principal de las plantas solares es el coste. Una planta solar requiere una inversión inicial alta. Sin embargo, esta inversión puede verse mitigada por el menor coste en seguimiento y mantenimiento de la planta.

La energía solar sólo puede ser obtenida durante el día. En cuanto atardece, la planta debe ser desactivada y la única energía que podrá proveer será aquella que cedan sus depósitos de almacenamiento de energía, siempre y cuando posea estos dispositivos.

En comparación con otros procesos de obtención de energía, la energía solar es considerada como uno de los métodos con una eficiencia menor, por lo que se obtendrá menor energía eléctrica a partir de la radiación cedida por el sol.

La superficie de terreno necesaria para construir una planta solar será mayor que la necesaria para otro tipo de plantas. Los espejos ocupan un espacio apreciable por lo que habrá que invertir más dinero en el terreno.

Los campos solares no poseen ningún tipo de protección, se encuentran a la intemperie, por lo que están expuestos a las inclemencias meteorológicas

1.4 Energía solar térmica de concentración

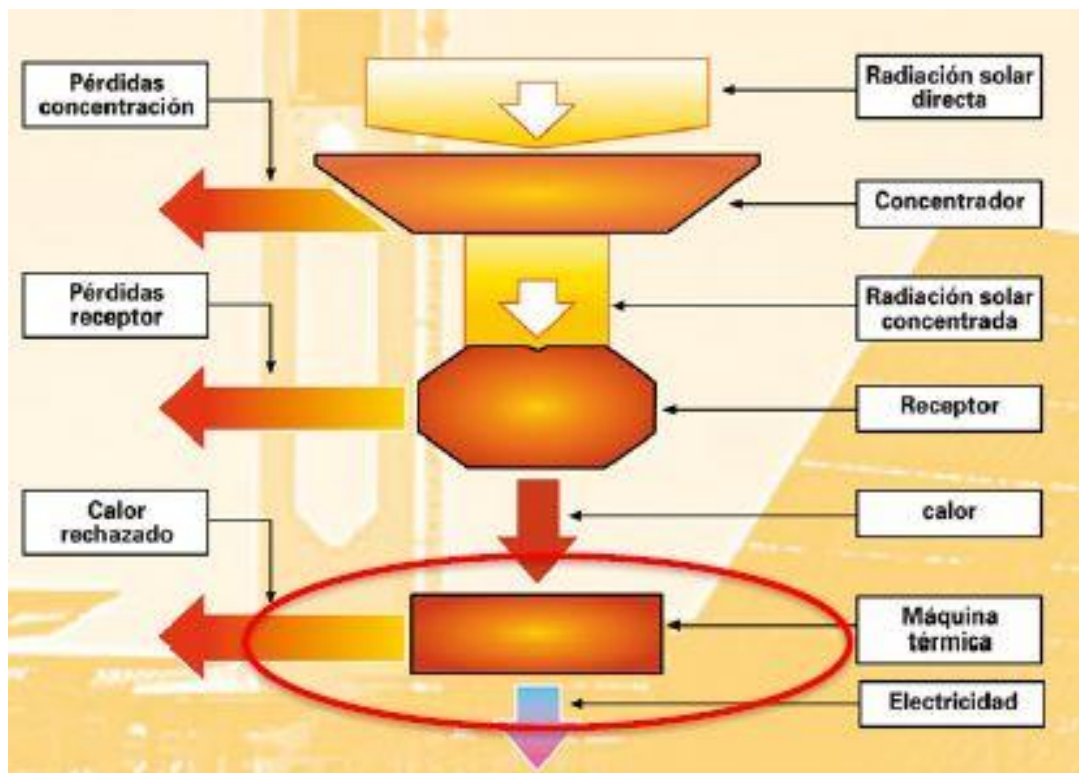


Figura 2. Diagrama Samkey Colector Solar

Un colector solar es un tipo especial de intercambiador de calor que transforma la energía radiante procedente

del Sol en energía térmica. Los colectores se diferencian en varios aspectos de los intercambiadores de calor convencionales. En estos últimos se lleva a cabo normalmente un intercambio de calor fluido a fluido, con altos valores de transferencia de calor, siendo la radiación un fenómeno poco importante.

Los colectores solares presentan problemas muy particulares de flujos de energía bajos y variables y gran importancia del fenómeno de radiación. Es por ello por lo que además del receptor y la máquina térmica se añade un elemento concentrador.

La función principal de este elemento es aumentar dichos flujos de energía de forma que las temperaturas alcanzables sean mayores. En la Figura 2 se observan estos tres componentes principales y como progresa el flujo radiante a su paso por ellos. Partiendo de la radiación solar tras el concentrador, que como todo sistema tiene un rendimiento (en este caso óptico), se obtiene la radiación solar concentrada. Este flujo de energía radiante incide en el receptor, perdiéndose una parte por mecanismos de transferencia de calor, para posteriormente ser transportado en forma de fluido térmico a la máquina térmica.

Las plantas de concentración solar han sido usadas desde hace más de 100 años. Inicialmente 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.

Una de las ventajas de las tecnologías de concentración solar de potencia (CSP) es el almacenamiento térmico. El almacenamiento térmico permite a una planta guardar la energía absorbida del sol que no es necesario ceder a la red para cederla cuando la radiación solar no alcance un valor suficiente como para satisfacer la demanda. La tecnología más comúnmente utilizada para almacenar esta energía son las sales fundidas (nitratos) de almacenamiento térmico. La composición de estas sales es variable, siendo la más utilizada la mezcla de nitrato de potasio, nitrato de sodio y, últimamente, se ha incorporado el nitrato de calcio.

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.

Los fluidos y ciclos termodinámicos escogidos para generar electricidad son variados, así como los motores que implican. Los ciclos van desde el ciclo Rankine (centrales nucleares, térmicas de carbón) hasta el ciclo Brayton (centrales de gas natural) pasando por muchas otras variedades como el motor de Stirling, siendo las más utilizadas las que combinan la energía termosolar con el gas natural. Los fluidos usados suelen ser aceites térmicos o siliconas sintéticas, aunque hay muchos en fase de investigación, como el agua para la generación directa de vapor, aire, líquidos iónicos, o las propias sales fundidas del sistema de almacenamiento.

CLASIFICACIÓN

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 hacia 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 apartados se detallan cada una de las tipologías junto a la comparativa de ventajas e inconvenientes de los distintos sistemas.

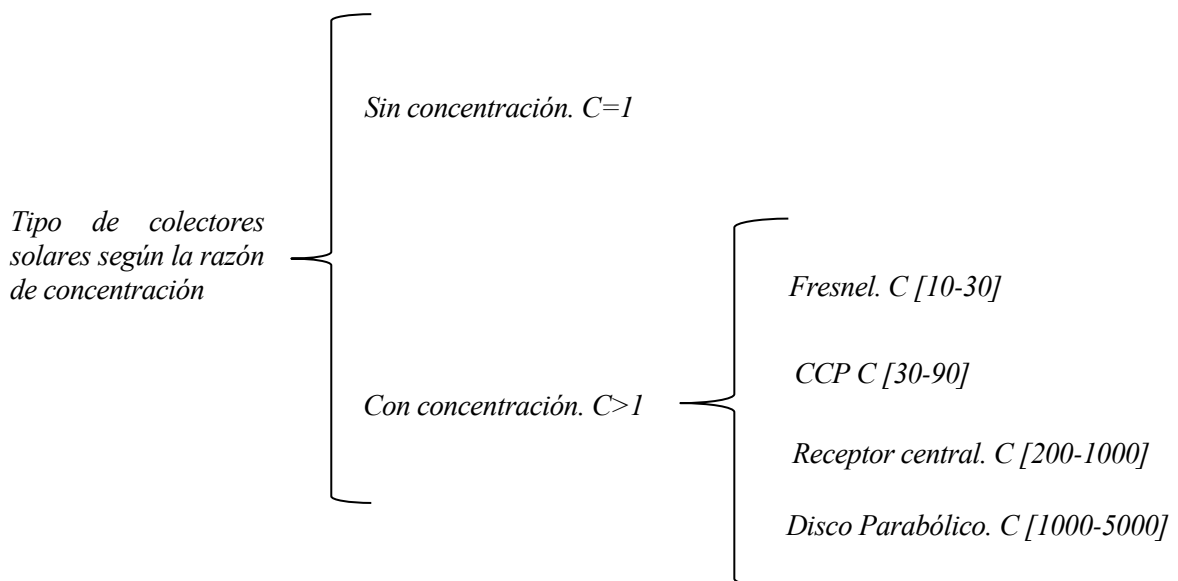
Otra clasificación posible resulta de la definición del parámetro razón de concentración “C”, cuya definición es la razón entre el área de la apertura del concentrador respecto al área del receptor.

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (1.1)$$

En las aplicaciones solares de baja temperatura se emplean siempre colectores solares sin concentración, es decir, $C = 1$. En este caso, todos los elementos del subsistema solar tienen el mismo emplazamiento físico.

En las aplicaciones de temperatura más elevada, dentro del colector se distinguen dos elementos claramente diferenciados, el receptor y el concentrador, con funcionalidades y ubicaciones distintas. El receptor es el elemento del sistema donde la radiación se absorbe y se convierte en otro tipo distinto de energía; incluye el absorbedor, sus cubiertas asociadas y el aislante. El concentrador o sistema óptico es la parte del colector que dirige la radiación sobre el receptor. La abertura del concentrador es el espacio abierto a través del cual la radiación solar entra en el colector.

Atendiendo a esta razón de concentración se diferencian las siguientes tecnologías termosolares:



Los colectores sin concentración se diseñan para aplicaciones que demandan energía a una temperatura relativamente baja, en general hasta 100 °C, aunque con los tubos de vacío se pueden alcanzar los 130 °C.

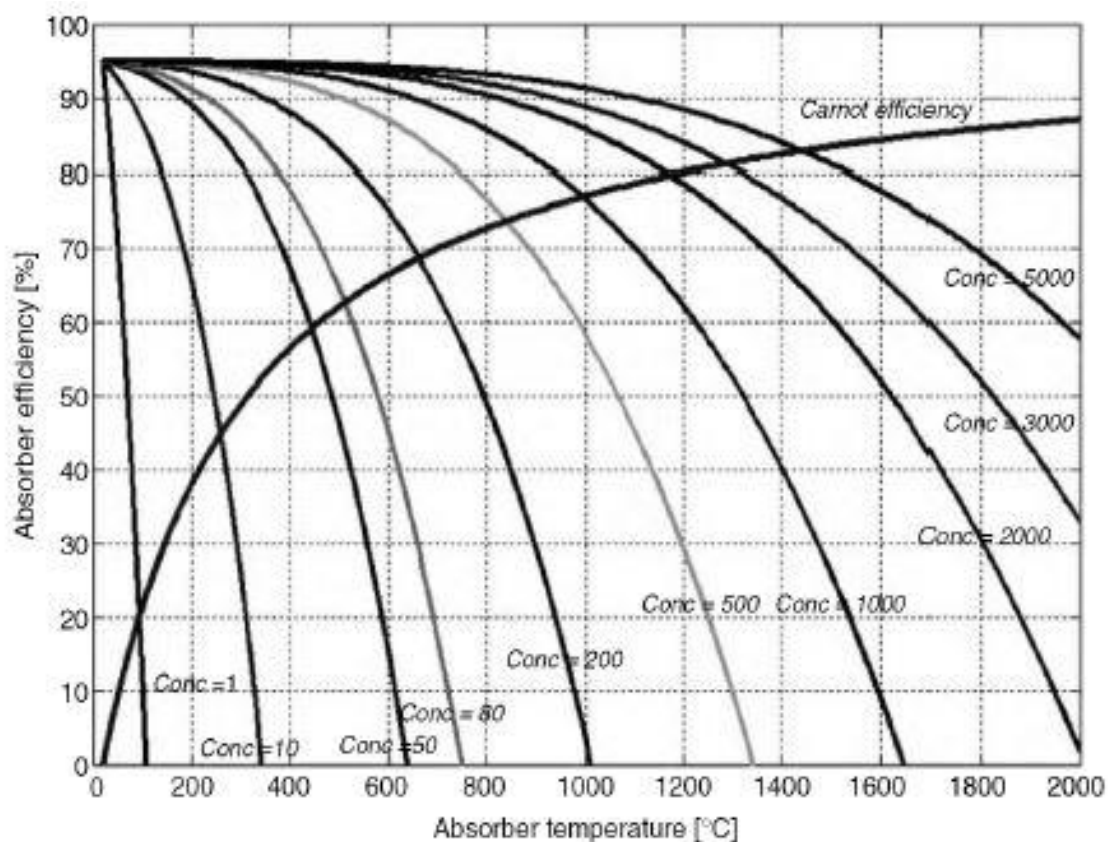
Aprovechan tanto la radiación directa como la difusa, no requieren un seguimiento de la trayectoria solar y precisan escaso mantenimiento. Además, mecánicamente son bastante más simples que los colectores de concentración. Este tipo de colectores solares se subdivide a su vez en tres grupos, de menor a mayor complejidad técnica:

- Colectores no vidriados.
- Colectores de placa plana.
- Colectores avanzados.

En cuanto a los colectores de concentración, de menor a mayor razón de concentración, se tiene:

- Sistema Fresnel
- Sistemas cilindro parabólicos.
- Sistemas de torre central.
- Discos parabólicos.

La razón de concentración tiene una influencia directa en el rendimiento del sistema de forma que para cada valor de concentración hay una temperatura superficial del absorbedor óptima, de forma que el rendimiento sea máximo. Esta característica se ve representada en la siguiente gráfica.



Gráfica 1. Eficiencia del absorbedor en función de su temperatura y la relación de concentración

A rasgos generales se observa que a mayor flujo radiante ($C \cdot I$) mayor rendimiento óptico. Pero por otro lado al aumentar la temperatura del absorbedor las pérdidas por radiación son mayores, y por tanto disminuye el rendimiento óptico. Además, a mayor emisividad el rendimiento también disminuye. De esta forma se observa que no solo la temperatura de la superficie, si no las propiedades del material del que esté hecho el receptor son muy relevantes. Es por ello que se usan recubrimientos selectivos.

En líneas generales a mayor razón de concentración, mayores son la temperatura óptima y el rendimiento global, y esto es válido para todas y cada una de las tecnologías que serán explicadas a continuación. En los siguientes párrafos se expone una breve explicación del funcionamiento de las distintas configuraciones, y una tabla comparativa entre todas ellas, atendiendo a los criterios más limitantes, como el aprovechamiento del terreno, la posibilidad de almacenamiento, o las eficiencias



Figura 3. Colector cilindro-parabólico

- **Sistema cilindro parabólico**

Los CCP's son captadores concentradores solares de foco lineal, que transforman la radiación solar directa en energía térmica, gracias al calentamiento de un fluido de trabajo que puede llegar hasta los 400 °C en casos muy favorables. Por tanto, están englobados dentro de los colectores solares de media temperatura.

La tecnología cilindro-parabólica es una tecnología limpia, madura y con un extenso historial que demuestra estar preparada para la instalación a gran escala. Esta tecnología lleva siendo instalada a nivel comercial desde los años 80 con un excepcional comportamiento. Desde entonces, ha experimentado importantes mejoras a nivel de costes y promoción a nivel mundial en países como España (el principal motor de la tecnología termosolar), Estados Unidos, Marruecos, Argelia, Egipto, Australia, Suráfrica, India, México y Chile.

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 W/m², pudiendo operar eficientemente hasta temperaturas del orden de 450°C.

Las características de los componentes y las especificaciones en cuanto a materiales serán explicados en el capítulo 3 con más detalle.

Esta tipología ha tomado empuje desde los años 70 y desde entonces, ha experimentado importantes mejoras a nivel de costes y rendimientos. Estas se emplean más a escala industrial de normalmente entre 10 a 100MW para la generación de energía eléctrica. El campo está compuesto por lazos, o hileras de colectores conectados en serie. Cada colector suele ser de 12m y se conectan para hacer hileras de hasta 150m.

La tecnología de colectores cilindro-parabólicos puede incorporar almacenamiento para poder producir electricidad en horas de oscuridad. De ellas, la más extendida es el almacenamiento con sales. Esta tecnología se basa en la utilización de dos tanques de sales para almacenar el calor.

1. Durante el ciclo de carga, las sales intercambian calor con el fluido procedente del campo solar y se almacenan en el tanque caliente.
2. Durante el ciclo de descarga, el sistema simplemente opera en sentido contrario al anteriormente expuesto, calentando el fluido caloportador que generará vapor para mover la turbina que producirá finalmente la electricidad.

En la siguiente figura se muestra el esquema de funcionamiento. Cabe destacar las distintas posibilidades de conexión debido a las válvulas de 3 vías. Gracias a ellas existe la posibilidad de sin haber generación eléctrica pasar de la energía solar al almacenamiento directo, y la posibilidad de haber generación eléctrica a partir de la energía solar directa, o a partir de la energía almacenada en los tanques de sales (modo de funcionamiento nocturno)

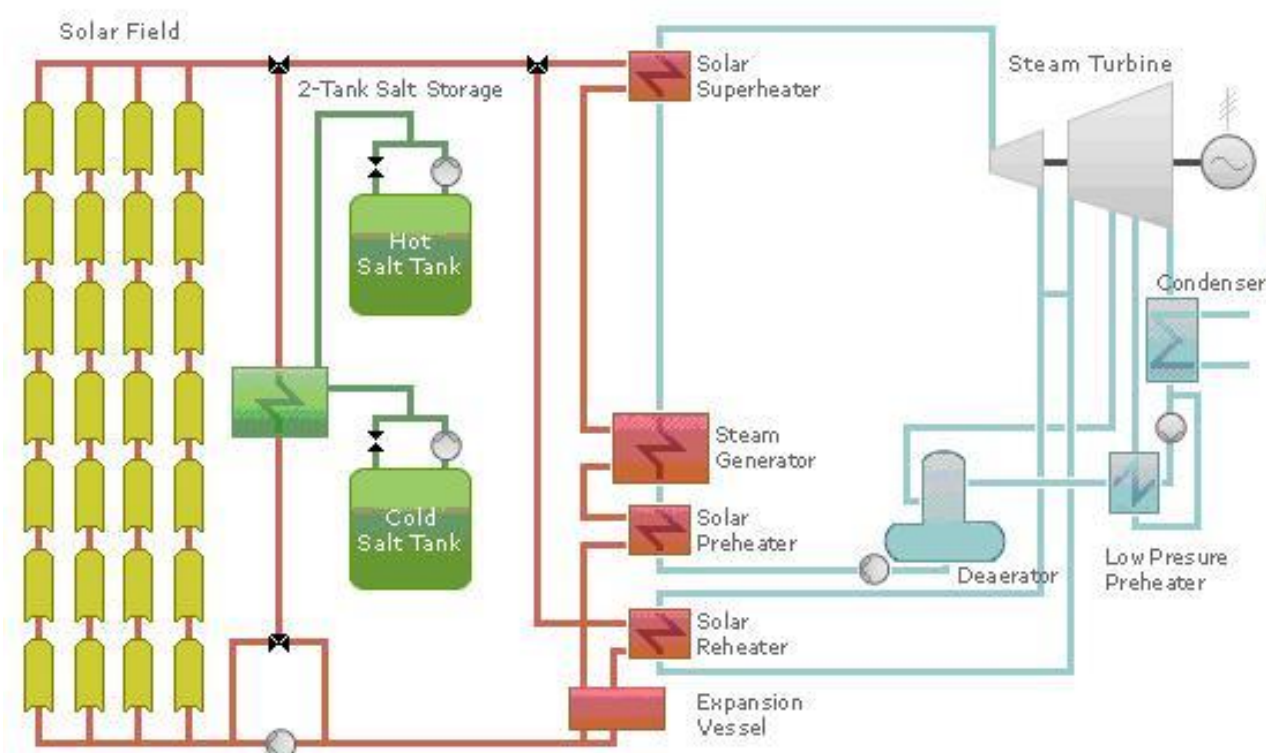


Figura 4. Esquema de funcionamiento de una central cilindro-parabólica

- **Captador Lineal Fresnel**

Esta tecnología emplea espejos planos o ligeramente curvados, simulando un espejo curvo, para así concentrar la radiación solar en un tubo receptor colocado sobre varias hileras de estos espejos. Geométricamente, los concentradores ideales son de superficie continua, pero su construcción en grandes dimensiones es más

compleja. Es debido a esto que surge este tipo de tecnología que aproxima la superficie continua mediante elementos más pequeños distribuidos en un plano. Con esta disposición longitudinal, sólo es necesario habilitar la rotación de los espejos sobre un único eje.

Por la tubería circula el fluido refrigerante que, en caso de ser vapor de agua, se empleará directamente para operar un ciclo Rankine; y en caso de ser aceite o sales fundidas se utilizará un intercambiador para transmitir el calor al ciclo principal de potencia. Una característica de la tecnología Fresnel es que el absorbedor está separado de los concentradores, se mantiene fijo y no tiene partes móviles. Por lo tanto, lo hace más económico.

El agua fluye a través del tubo de absorción, que se calienta a temperaturas de hasta 450°C produciendo vapor,



Figura 5. Captador lineal Fresnel

el cual se convierte en energía eléctrica a través de una turbina.

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.
- El vapor se genera directamente y no se requiere de intercambiadores de calor.
- No presentan emisiones de CO₂ 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.

- **Sistema de Torre Central**

El objetivo que busca esta tecnología es lograr una capacidad de concentración de la radiación solar muy



Figura 6. Sistema de Torre Central

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.

Este tipo de plantas sitúan el receptor en lo alto de una torre. En este punto se coloca un sistema que, al igual que en las anteriores tecnologías, convierte la energía radiante en energía térmica aportándola, en forma de calor, a un fluido de trabajo que posteriormente moverá una turbina para así poder generar, por último, electricidad.

Los helióstatos (espejos) son los instrumentos que reflejan los rayos de luz solar siempre en una dirección fija, por medio de un espejo que lleva acoplado un mecanismo de seguimiento aparente del sol. Son de tamaños muy variados de entre 1m² y 150m² y los hay de distinta tipología, de entre las cuales destacan la de vidrio-metal y la de membrana tensada.

Después de los helióstatos, la torre es el elemento principal más importante de este tipo de central pues en su interior se encuentra el receptor cuya configuración también es muy variada. El receptor se encarga de recibir la radiación solar concentrada y transformarla en potencia térmica a partir del aumento de entalpía de un fluido.

Este mecanismo es complejo y para buscar el mejor funcionamiento en distintas condiciones se dispone de varias configuraciones posibles como: receptor exterior, receptor de cavidad, receptor volumétrico, o receptor de lecho fluido. Además, también existe gran variedad de fluidos de trabajo con potencial de aplicación (agua, vapor saturado, vapor sobrecalentado, sales fundidas, aire atmosférico, aire presurizado, aceites térmicos, sodio)

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.

En la imagen se observa la configuración campo norte, en la que los helióstatos están colocados al norte de la torre (orientados al sur). Otro tipo de configuración es el campo circular en la que el campo de helióstatos rodea completamente al receptor central

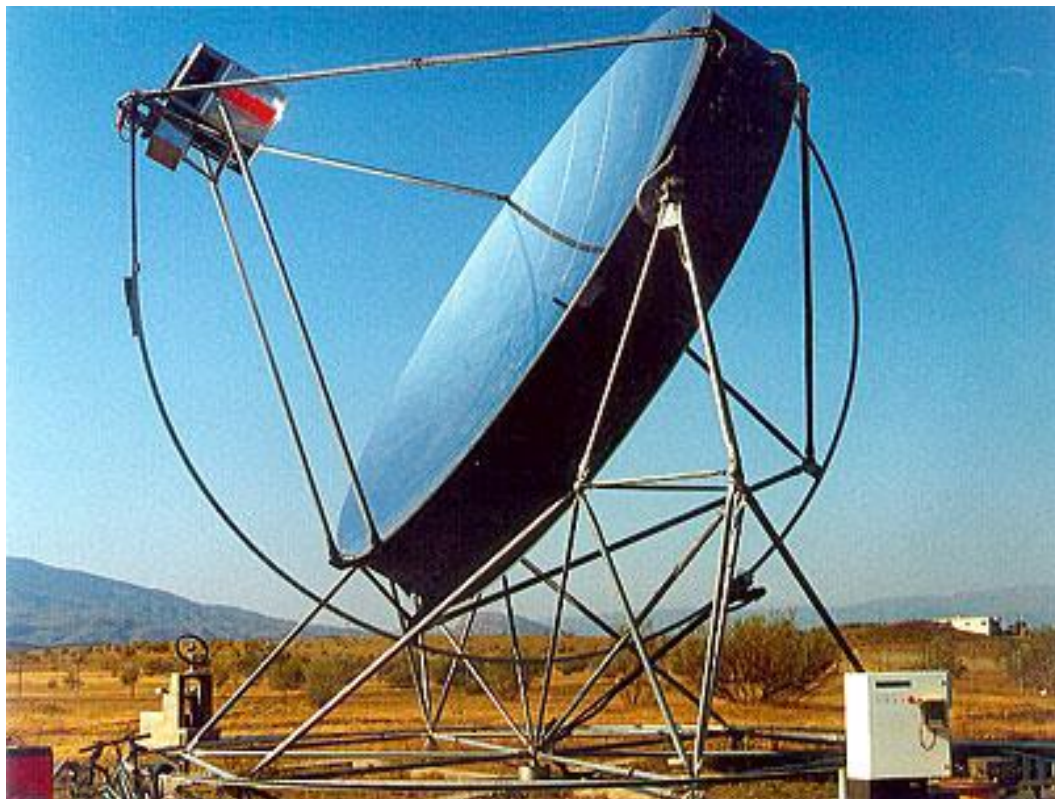


Figura 7. Disco parabólico Stirling

- **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.

Estos sistemas de concentración están compuestos por una serie de reflectores formando un paraboloide de revolución que concentran los rayos solares en un punto, el cual es el foco del concentrador parabólico, donde se sitúa el receptor y el conjunto generador de energía eléctrica compacto (un motor o una turbina más un alternador). Por lo general, receptor y sistema de generación suelen formar parte de un mismo conjunto. A diferencia de las otras plantas, cada espejo genera independientemente energía debido a que el bloque contiene un motor Stirling que genera la energía eléctrica. El aparato completo sigue al sol, el disco y el receptor se mueven en conjunto obteniendo una eficiencia alta.

Esto es posible debido a que los motores Stirling son exotérmicos. El gas alojado en el interior del motor Stirling se calienta gracias a la radiación solar. El aumento de temperatura causa el incremento de presión dentro del motor Stirling, lo que permite mover un émbolo el cual, al estar conectado a una biela, puede mover

el alternador generando energía eléctrica.

La simplicidad de este modelo, la ausencia de pérdidas debidas al uso de un fluido caloportador y la alta concentración de luz, de en torno a 3000:1, permiten a este tipo de plantas obtener un rendimiento superior al 25% y generar entre 10 y 25 kW. Sin embargo también hay algunas desventajas: el motor es muy pesado y forma parte de la estructura móvil, lo que requiere una estructura rígida y un sistema de seguimiento resistente, se usan espejos parabólicos en lugar de espejos planos, lo que significa que el seguimiento debe ser realizado en dos ejes y se tiene unos requerimientos de mantenimiento mayores en comparación con el resto de tecnologías pues el sistema cuenta con numerosas partes móviles.

- **Comparativa entre las distintas tecnologías**

	Colector Cilindro Parabólico	Receptor Central de Torre	Disco Parabólico	Receptor Lineal Fresnel
Ventajas	<ul style="list-style-type: none"> -Mayor desarrollo comercial -Buen uso del terreno -Capacidad de almacenamiento -Concepto híbrido probado -Modularidad -Eficiencia anual de planta 14% (radiación solar a potencia eléctrica) -Menor demanda de materiales 	<ul style="list-style-type: none"> -Buenas perspectivas para altas temperaturas (>1000 °C) -Mejores opciones para usar en lugares no llanos -Almacenamiento a altas temperaturas -Posible operación híbrida -Mejor refrigeración en seco 	<ul style="list-style-type: none"> -Experiencia operativa de primeros proyectos de demostración -No requiere agua para refrigerar el ciclo -Modularidad y sencilla producción en serie de piezas -Eficiencia de conversión muy alta (>30) 	<ul style="list-style-type: none"> -Espejos planos doblados in situ: menor coste de fabricación -Posible operación híbrida -Muy alta eficiencia solar alrededor del mediodía solar
Desventajas	<ul style="list-style-type: none"> -El uso de aceite como fluido térmico restringe las temperaturas máximas a 400°C, por lo que la calidad del vapor podría ser mejor 	<ul style="list-style-type: none"> -Coste de inversión elevado 	<ul style="list-style-type: none"> -No hay ejemplos de uso comercial a gran escala. -Menor potencial de integración a red. Receptor híbrido en proceso de I+D 	<ul style="list-style-type: none"> -Menor eficiencia global por ser la superficie discontinua. -Mayores problemas de sombras procedentes del propio captador

Tabla 1. Comparativa entre tecnologías solares de concentración

2 CAPTADOR CILINDRO PARABÓLICO

La tecnología cilindro parabólica es una tecnología limpia, madura y con un extenso historial que demuestra estar preparada para la instalación a gran escala. Lleva siendo instalada desde los años 80 a nivel comercial con un excepcional comportamiento. Desde entonces, ha experimentado importantes mejoras a nivel de costes y rendimientos.

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.

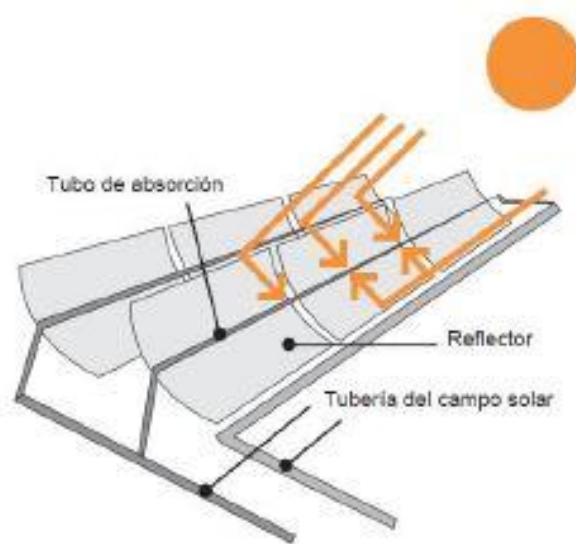


Figura 8. Esquema de colector cilindro parabólico

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.

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.

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.

El campo solar constituye el elemento con mayor superficie de la planta termosolar. En él, multitud de captadores cilindro-parabólicos son organizados en lazos. Los lazos son el conjunto de captadores que rotarán en torno a un eje mediante servomotores. Todos los captadores de un lazo rotarán el mismo número de radianes según lo especifique el autómatas que controle el lazo o los operarios encargados de controlar el

campo solar. Esta es la particularidad principal del lazo.

Los captadores, de unos 12 metros de largo, suelen agruparse hasta alcanzar una longitud de 150 metros. A la salida del lazo el fluido deberá estar a la temperatura deseada. A la ida, el fluido circula a menor temperatura, en el lazo entra a unos 290°C, y a la salida del lazo el fluido deberá haber alcanzado una temperatura algo menor de 400°C.

Como se muestra en la Figura 9, típicamente un módulo se compone de 12 captadores en serie dando lugar a una longitud aproximada de 150 m. Los lazos se forman colocando 4 módulos en serie, dos de ida y dos de vuelta al carril central por donde circulan las tuberías de fluido frío y caliente. En función de la posición del módulo dentro del lazo tendrá los soportes uno de los soportes unido a la tubería general, o unido al siguiente colector. Para los soportes que quedan en los extremos del campo se suele añadir un refuerzo de cara a resistir la fuerza adicional del viento.

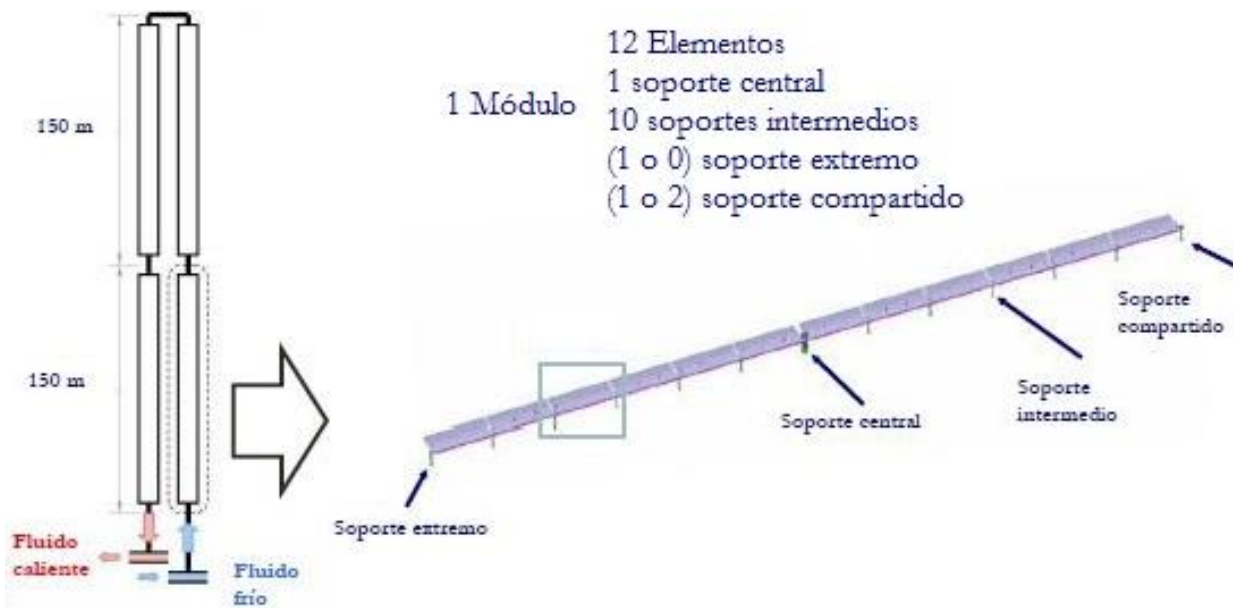


Figura 9. Detalle de los componentes de un lazo en una central cilindro-parabólica

Para plantas solares de captadores cilindro-parabólicos, la temperatura de trabajo del fluido caloportador se encuentra en un intervalo entre 150°C y 400°C ya que en este tipo de plantas se utiliza comúnmente aceites térmicos sintéticos para transportar el calor. Los aceites sintéticos se degradan al alcanzar una temperatura superior a 400°C. Esta degradación podría disminuir el rendimiento de la planta y causar daños a los dispositivos en los que este aceite se vea involucrado. En caso de que la temperatura alcanzada fuese inferior a 150°C, no podría asegurarse un rendimiento óptimo de la planta siendo conveniente seleccionar otro tipo de planta para este cometido.

Para mover el conjunto de los espejos en cada lazo, se utiliza un sistema hidráulico accionado por un servomotor. Además, los lazos están dotados por un dispositivo de seguridad que desenfoca los captadores en el caso de que el fluido caloportador alcance la temperatura máxima de funcionamiento.

El centro generador de potencia está formado por turbinas acopladas a un alternador que genera la electricidad producida por la planta. También constituyen esta parte de la planta precalentadores, evaporadores y sobrecalentadores que llevan el agua a las condiciones necesarias para mover las turbinas. Además, se encuentran economizadores que aprovechan extracciones de las turbinas que permiten ahorrar energía procedente del campo solar para calentar el agua. Otro dispositivo necesario es el condensador, que se encontrará conectado a una torre de refrigeración, y un desgasificador.

El ciclo comúnmente utilizado en este tipo de planta es el ciclo de Rankine con recalentamiento y

regeneración. Los cuerpos de turbinas suelen dividirse en dos: el cuerpo de alta presión y el cuerpo de baja presión. El precalentamiento intermedio tiene como función principal impedir la formación de gotas de agua dentro de la turbina de baja presión. El efecto perjudicial de este suceso en las turbinas se traduce en su pérdida de rendimiento por cavitación y/o corrosión.

La limitación de la temperatura máxima (400°C) viene impuesta no solo por el fluido de trabajo (aceite sintético) sino también por la temperatura máxima admisible por la superficie selectiva. Respecto a la primera limitación, ya se están utilizando fluidos de trabajo que aguantan más temperatura, como las sales fundidas y el agua-vapor. Respecto a la segunda limitación, ya se han dado a conocer nuevos tubos absorbedores con superficies selectivas que aguantan más temperatura sin degradarse (Benz et al., 2008).

2.1 Geometría del captador

La razón de concentración (C) se define como la relación entre el área de la apertura de la parábola y el área del receptor. Es decir:

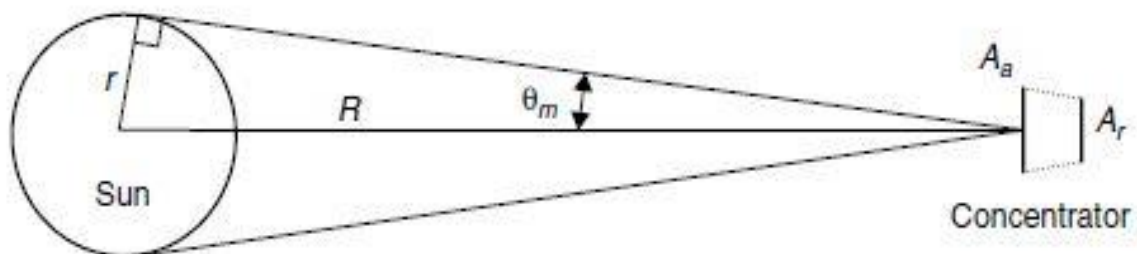


Figura 10. Razón de concentración y ángulo de aceptación.

El ángulo de aceptación (θ_m) es el máximo ángulo que pueden formar dos rayos en un mismo plano transversal a la apertura del colector, de forma que al ser reflejados ambos intercepten al tubo absorbente. Su valor se saca por trigonometría y su obtención no es objetivo de este estudio. Partimos de $\theta_m = 0.27^{\circ} =$

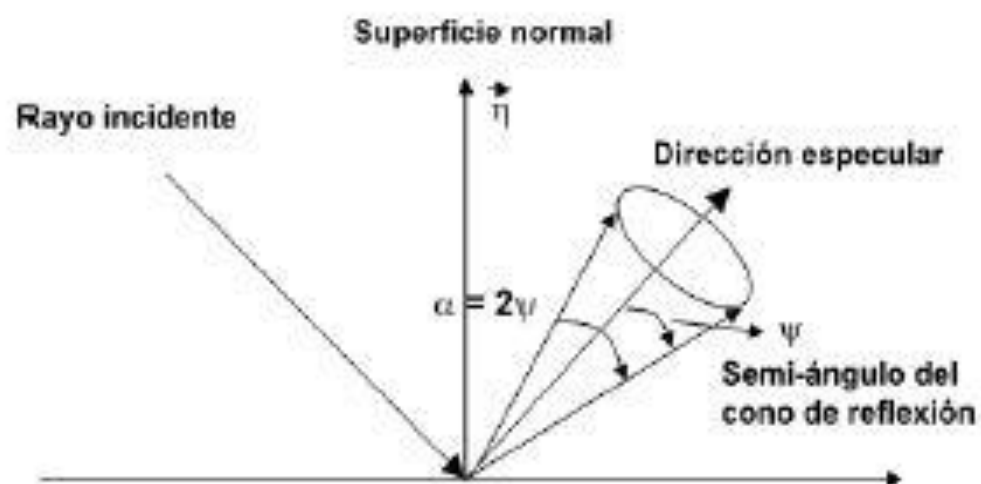


Figura 11. Detalle ángulo de aceptación. Reflexión especular de un rayo incidente.

El ángulo de aceptación se ve modificado debido a errores como la colocación receptor/reflector, las irregularidades en la superficie del reflector, la precisión del mecanismo de seguimiento, etc. Todo esto se modela con un parámetro óptico llamado factor de interceptación que será explicado posteriormente.

Las diferencias entre la dirección del rayo incidente y la del rayo reflejado deben ser mínimas, pero en un caso real el espejo posee una propiedad llamada reflectancia especular que modela la diferencia entre la dirección especular de entrada y la de salida

Teniendo en cuenta esto y suponiendo un receptor circular (tres dimensiones), y que el sol es modelado no como un foco puntual si no como una esfera de radio r , se puede buscar la relación de concentración máxima, que depende únicamente del disco solar cubierto si el sistema de seguimiento fuese perfecto. De esta forma:

$$\text{Para seguimiento de un solo eje } C_{max} = \frac{1}{\sin(\theta_m)} = 216 \quad (2.1)$$

$$\text{Para seguimiento completo } C_{max} = \frac{1}{\sin^2(\theta_m)} = 46747 \quad (2.2)$$

Se concluye de esta forma que la relación de concentración máxima para los colectores de seguimiento de dos ejes es mucho mayor. Sin embargo, se requiere de una alta precisión en el seguimiento y una cuidadosa construcción del colector. En la práctica debido a varios errores, como las irregularidades de la superficie, hacen que se empleen valores mucho más bajos que estos máximos.

En la figura se observa una sección transversal de un colector cilindro parabólico, en la que se muestran los distintos parámetros geométricos que lo caracterizan y que serán usados posteriormente en el análisis óptico

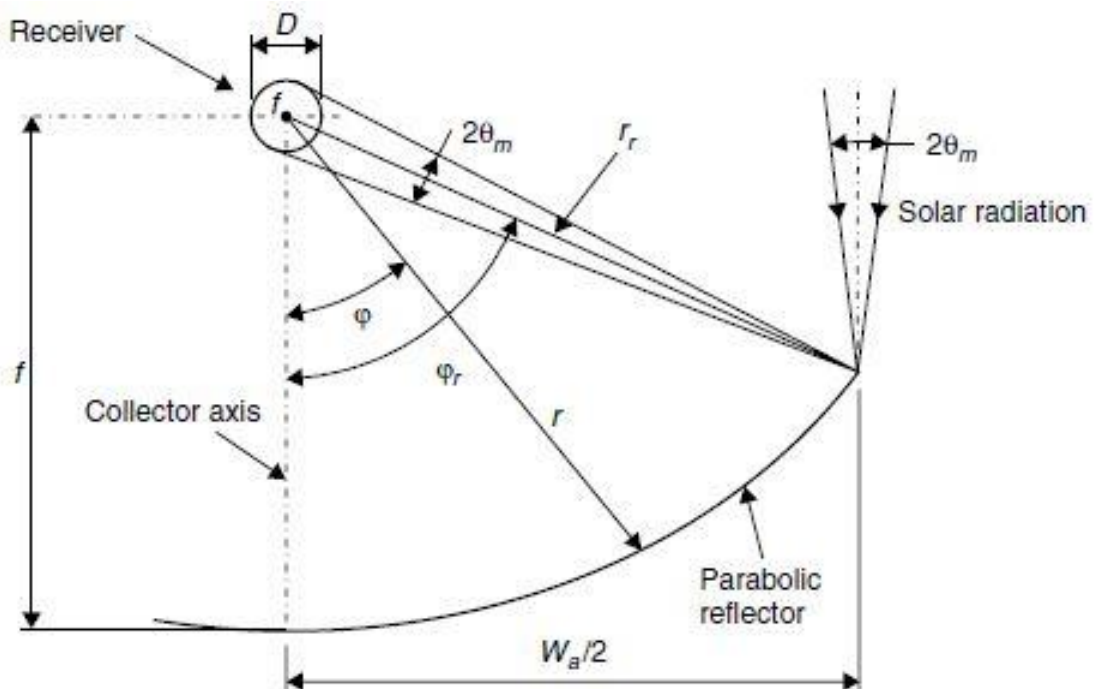


Figura 12. Perfil de un captador cilindro-parabólico

El ángulo de apertura (φ_r) Ángulo formado por la bisectriz de la parábola y la línea que une el centro del receptor y el extremo del colector. En ese ángulo el radio de la parábola es máximo.

La distancia focal de la parábola (f) da la distancia del receptor al centro de la parábola.

El tamaño del receptor necesario para captar toda la imagen reflejada por la parábola se puede calcular en función de estos parámetros

$$D = 2 \cdot r_r \cdot \sin(\theta_m) \quad (2.3)$$

$$r_r = \frac{2 \cdot f}{1 + \cos(\varphi_r)} \quad (2.4)$$

La apertura de la parábola (W_a) fácilmente calculable por trigonometría y relacionable con los demás parámetros

$$W_a = 4 \cdot f \cdot \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (2.5)$$

Para un receptor tubular el ratio de concentración viene dado por

$$C = \frac{W_a}{\pi \cdot D} = \frac{\sin(\varphi_r)}{\pi \cdot \sin(\theta_m)} \quad (2.6)$$

El ratio de concentración máximo ocurre con un ángulo de apertura de 90, es decir $\sin(\varphi_r) = 1$. De esta forma y usando el valor anterior de ángulo de aceptación se tiene un $C_{\max}=67.5$

Como se muestra en la figura, para la misma apertura son posibles varios ángulos. Se puede demostrar que con un ángulo de 90 se minimiza la distancia media entre foco y reflector, reduciendo los errores de dispersión y seguimiento. Esto quiere decir que mejora la eficiencia óptica pero el coste del material reflectante hace que se tiendan a usar ángulos de más de 90, además de que de esta forma la línea focal queda protegida, o parcialmente cubierta por la parábola de cara variaciones meteorológicas, tales como vientos extremos, granizadas, etc.

A continuación, se detallará su funcionamiento especificando los componentes principales.

2.2 Componentes

2.2.1 Cimentación y estructura soporte

Constituye otro elemento de gran importancia, pues a parte de dar rigidez al conjunto de elementos y conectar el colector a su cimentación, es una fuente de pérdidas térmicas, y por tanto su diseño y materiales de construcción se deben tener en cuenta.

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. Estos deben ser sencillos de montar/desmontar, para posibles trabajos de mantenimiento y tener buena resistencia al viento.

Por el lado del tubo absorbente se debe conseguir un alto rendimiento óptico, 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.

Además, hay que tener en cuenta que los cambios de temperatura producen dilataciones en el tubo, lo que provoca variaciones de longitud que deben ser solventadas por la estructura.

La cimentación soporta los colectores y los fija al suelo de forma que el conjunto estructural aguante las cargas

para las que fue diseñado. Las cargas del colector son función de sus dimensiones y características estructurales, que se traducirán en un peso y en una carga de viento, además del tipo de terreno. El material utilizado es hormigón armado estándar. 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. Los colectores se pueden montar en posición horizontal o aprovechando la inclinación natural del terreno. En el caso de orientación este – oeste siempre será horizontal, mientras que en el caso de montaje norte – sur se podrá optar por cualquiera de las dos posibilidades, siempre que la inclinación sea hacia el sur y la pendiente pequeña.

La estructura soporte debe dar la rigidez al conjunto de elementos que lo componen, a la vez que hacer de interfase con la cimentación del propio colector. 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.

Hasta el momento, las estructuras utilizadas por los colectores cilindro parabólico son todas metálicas, aunque se han empezado a investigar con otros materiales, como fibra de vidrio, materiales plásticos e incluso con madera para la parábola propiamente dicha. Los apoyos o pilares también son metálicos, pero se contempla la posibilidad de montarlos de hormigón, haciendo un todo con la cimentación. El diseño más extendido es el llamado *Eurotrough*, que pertenece a un consorcio de empresas y laboratorios de investigación europeos (Inabensa, Fichtner Solar, Flabeg Solar, SBP, Iberdrola, Ciemat, DLR, Soleil, CRES). En todas sus variantes este colector usa un armazón rectangular con brazos soporte para los espejos, que consigue reducir las fuerzas sobre las planchas de vidrio, y por consiguiente las roturas del cristal en condiciones de vientos fuertes. Al estar sujeta la estructura a menores cargas de viento y pesos muertos, las deformaciones en operación son menores, aumentando por tanto el rendimiento óptico. Basados en este modelo se desarrolló el SKAL-ET, un colector con un diseño industrial que permitía reducir el coste. Las medidas para realizar esta aportación fueron: reducir el peso específico, reducir el número de componentes para mejorar la producción a gran escala y reducir los requisitos de operación y mantenimiento, permitir la construcción insitu reduciendo así sus costes y mejorar la rigidez aumentando su rendimiento óptico. Ejemplos de su uso son la central de Kuraymat en Egipto (20MWe) y Andasol-2 en Granada, España (50MWe)

La empresa Solargenix Energy desarrolló un colector basado en estructura espacial de aluminio, que superó a los modelos anteriores al Eurotrough en términos de propiedades estructurales, peso, simplicidad de fabricación, resistencia a la corrosión, coste de fabricación y facilidad de instalación. El National Renewable Energy Laboratory (NREL) fue el encargado de evaluar el rendimiento óptico de varias generaciones de colectores Solargenix. Un ejemplo de uso de esta tecnología es la planta termosolar Nevada Solar One en Estados Unidos (64MWe).

A continuación, se muestra una comparación de las dos tecnologías mencionadas:

Estructura	Apertura (m)	Distancia focal (m)	Longitud de un módulo (m)	Área de espejo por módulo (m ²)	Diámetro del receptor (m)	Concentración geométrica	Peso (kg/m ²)
Eurotrough	5.76	1.71	150	817	0.07	82:1	28
Solargenix	5	1.49	100	470	0.07	71.1	22

Tabla 2. Comparativa entre estructura y geometría de distintos captadores cilindro-parabólico



Figura 13. Filas de colectores SKAL-ET en la planta solar Andasol-1

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. En el caso de tubos flexibles, se necesitan dos unidades para unir dos colectores mientras que en el otro caso se necesita usar un número de juntas que dependerá de la longitud de los colectores y, como consecuencia, de la dilatación a compensar.

2.2.2 Reflector Cilindro Parabólico

El reflector cilindro parabólico se compone por un conjunto de espejos cuyo cometido es recibir la radiación solar incidente y reflejarla de forma concentrada sobre la línea focal donde se encuentra el tubo absorbente.

Los materiales empleados necesitan de unas elevadas prestaciones ópticas tales como alta reflectancia especular, además de una elevada durabilidad a la intemperie que impida que sufran degradación ante humedad, contaminantes en el aire y radiación ultravioleta. Las propiedades mecánicas del material deben permitirle no sufrir degradación por abrasión o erosión debido a las partículas de polvo o arenas depositadas por efecto del viento o el agua a presión empleada para la limpieza de los captadores.

Para obtener el material con las condiciones indicadas en los párrafos anteriores, se puede elegir entre las tres opciones mostradas a continuación:

- La primera opción es utilizar chapas metálicas cuya principal ventaja es que de por sí poseen la reflectancia necesaria si tienen la superficie pulida. En este caso la chapa suele tener la doble función de soporte y reflectante. Se usa aluminio pulido con una reflectancia especular aproximada de 0,8. Una ventaja fundamental es su bajo coste. Sin embargo, la durabilidad frente a las condiciones ambientales es menor que la de las otras dos opciones.
- La segunda es utilizar un elemento plástico sobre el cual se depositará una fina capa de plata o aluminio que le concederá la reflectancia deseada. Esta lámina de plástico reflectante puede adherirse a cualquier soporte físico. El principal inconveniente que posee es el alto daño por erosión recibido de las partículas sostenidas en el aire, lo que provoca una pérdida de especularidad., además de daños por radiación. Otro problema que tienen este tipo de superficies reflexivas es que presentan un grado de ensuciamiento mayor, debido a que se cargan electrostáticamente por la acción del viento y atraen de esta forma mayor cantidad de polvo.
- La tercera opción es utilizar un vidrio como medio soporte, al que se le añadirá una película reflectante de plata para aumentar su reflectancia. Además de esta capa, se añadirá un protector de base de sucesivas capas de cobre y pintura epoxi en la superficie posterior para minimizar daños. Esta tercera opción es la más usada en el sector. Sus principales inconvenientes son el peso y el coste. Dependiendo del espesor del vidrio sobre el que se deposita la película reflexiva de plata se tienen los de vidrio grueso (espesor >3 mm) y los de vidrio delgado (espesor < 1.5 mm). Para usar vidrio grueso, antes de depositar la película de plata, este es curvado en caliente en hornos para que adopte la forma parabólica necesaria, de forma que puedan ir colocados directamente sobre la estructura metálica del colector. Esta es la tecnología usada en los captadores Eurotrough. El vidrio delgado tiene la flexibilidad suficiente como para curvarse en frío y pueden pegarse directamente sobre un soporte metálico. Si el soporte es suficientemente rígido será este el que de la forma cilindro parabólica, si se

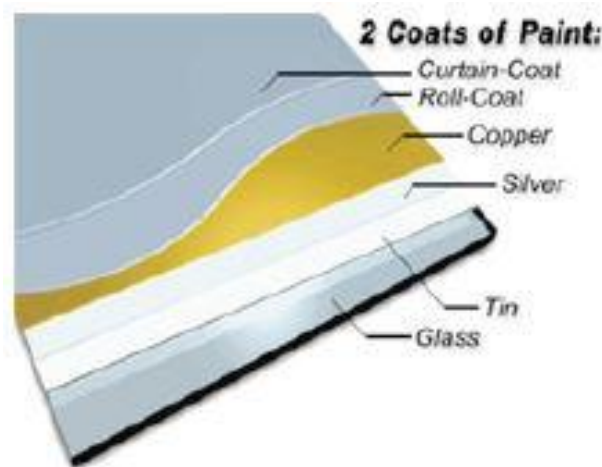


Figura 14. Capas de un reflector de tecnología cilindro-parabólica

trata de un soporte fino (chapa metálica 0.6-0.8 mm) la forma vendrá dada por la estructura.

Estos espejos pueden ser de diferentes tamaños y materiales, además se fabrican de diferentes formas en función de la configuración escogida en cada caso. En la actualidad los medios de soporte más utilizados son la chapa metálica, el vidrio y el plástico.

2.2.3 Tubo absorbente (Receptor)

Es un elemento fundamental en un CCP, pues el rendimiento global del colector depende en gran parte de la calidad termodinámica del absorbente. Su objetivo es transformar la radiación solar concentrada incidente en energía térmica cedida al fluido calorportador. Puede constar de un solo tubo o de dos tubos concéntricos. En

este último caso, el tubo interior es metálico de elevada absorptividad ($>90\%$) y de baja emisividad ($<20\%$), lo que se traduce en un elevado rendimiento térmico. Por otro lado, el tubo exterior es de cristal y tiene el objetivo de reducir las pérdidas térmicas por convección del tubo metálico, así como de protegerlo frente a las condiciones meteorológicas adversas. Ambos tubos suelen llevar un tratamiento antirreflejante para aumentar la trasmisividad de la radiación solar, lo que causa un aumento del rendimiento óptico del colector.

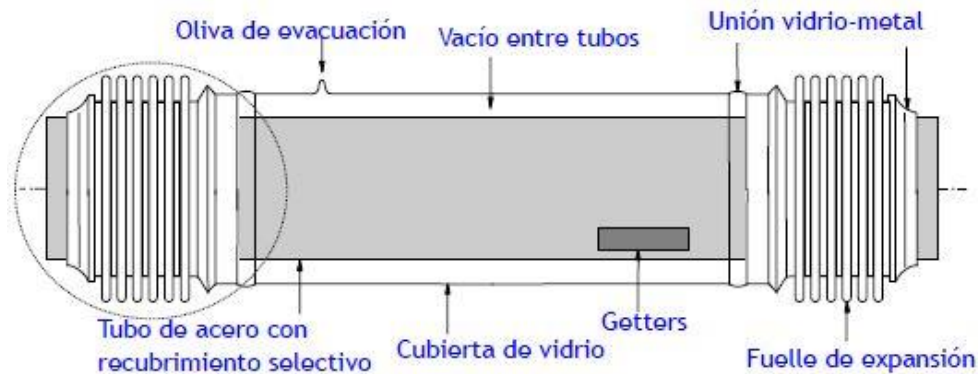


Figura 15. Partes de un absorbedor de tecnología cilindro-parabólica

El receptor metálico central se suele fabricar de acero inoxidable y de un grosor de 2mm con un diámetro de 70mm aproximadamente. Este tubo del absorbedor se recubre de una superficie selectiva de color negro azulado de forma que se cumplan las especificaciones. Superficie selectiva: superficie cuyas propiedades ópticas de reflectancia, absorptancia, transmitancia y emitancia dependen de la longitud de onda. En su aplicación para captadores solares se buscan superficies con baja emitancia en la gama de onda larga y alta absorptancia en la de onda corta. Es decir, busca que el tubo se comporte como un cuerpo negro lo más perfecto posible.

Para temperaturas de hasta 425 °C se utilizan recubrimientos selectivos compuestos de cermet (mezcla de compuestos metálicos y cerámicos) que logran valores menores de absorptancia cuando la temperatura baja de los 400 °C. 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 (Al_2O_3). Estas capas pueden ser sustituidas por multicapas dieléctricas y metálicas. Por último, se dispone de una capa cerámica dieléctrica que actúa como anti reflejante compuesta únicamente por Al_2O_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, cuentan con el problema de la degradación del recubrimiento al estar en contacto con el aire y a alta temperatura. Para evitar esto se requiere que exista un alto vacío en la cámara que queda entre el tubo metálico interior y la cubierta de vidrio. 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.

La cubierta exterior tiene una doble misión: proteger el recubrimiento selectivo de las inclemencias meteorológicas y reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo absorbedor. El vidrio utilizado es el borosilicato (Vidrio Pyrex®), 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.

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

La fabricación de la soldadura vidrio-metal es muy importante 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 fuelle proporciona un sello entre el vidrio y el metal y permiten la expansión térmica entre el absorbedor de metal y envoltura de vidrio. El fuelle 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 fuelles proporciona un lugar para fijar los soportes de apoyo al tubo absorbente.

Para asegurar el vacío en el espacio anular, se colocan adheridas al tubo metálico unas piezas pequeñas, denominadas getters, que tienen por misión absorber las escasas moléculas de las diferentes sustancias que con el paso del tiempo puedan ir penetrando en dicho espacio. Para hacer el vacío, una vez fabricado el tubo, se conecta una bomba de vacío a una pequeña toma existente en la cubierta de vidrio (oliva de evacuación) que se sella una vez alcanzado el vacío deseado.

La rotura del tubo suele producirse en la soldadura vidrio-metal, provocada por la incidencia de radiación solar concentrada sobre dicha soldadura. En la actualidad existen varios proyectos que tratan de modificar la configuración de dicha soldadura, buscando proteger esta parte del colector de la radiación, para mantener los niveles de estrés térmico y mecánico por debajo del límite de rotura del vidrio.

2.2.4 Fluido Térmico.

El **fluido térmico**, que circula por el interior del tubo receptor (al que le llega la energía térmica por transferencia de calor) que se utiliza en los CCP depende de la temperatura máxima de operación. Si las temperaturas que se desean son moderadas ($<200^{\circ}\text{C}$), 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 ($200^{\circ}\text{C} < T < 450^{\circ}\text{C}$).

Actualmente el fluido que está siendo empleado son aceites y siliconas sintéticas. En la tabla siguiente se muestra una comparación del rango de funcionamiento de los distintos fluidos usados hoy día, las sales fundidas, el vapor de agua (para generación directa de vapor) y los aceites sintéticos

	Aceite Sintético	Sales Fundidas	GDV
T. máxima de operación	400°C	500-520°C	480-500°C
Presión del sistema	30-40 bar	10-20 bar	60-120 bar
Problemas con el hidrógeno	Si	Improbable	Improbable
Principal problema	Estabilidad del fluido	Punto de congelación	Alta presión y peso

Tabla 3. Comparativa entre fluidos térmicos.

Aceites Sintéticos

El uso de aceites viene justificado por la disminución de la presión en las tuberías. Esto es posible debido a las propiedades de los aceites, que tienen una presión de vapor a altas temperaturas mucho menor que la del agua. Esto quiere decir que, para transportar el fluido a la misma temperatura, la tubería debería estar a mayor presión en caso de ser agua el fluido, es decir, 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. Por otra parte, tiene la ventaja de que puede ser almacenado directamente. 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.

El aceite que normalmente se emplea en las plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos actuales es el Therminol VP-1, una mezcla eutéctica de dos hidrocarburos aromáticos, el bifenilo y el dióxido de difenilo. Su temperatura máxima de operación son 400°C, y su punto de fusión toma el valor de 12.7°C, lo que obliga a mantener todo el circuito de aceite de forma permanente a una temperatura superior a este valor. Esto no suele ser un problema, ya que la energía auxiliar que se consume para mantener el aceite por encima de la temperatura de congelación es muy pequeña. No obstante, si se quiere obviar el problema de la congelación, existen aceites que permiten trabajar a temperaturas del orden de 400 °C y no tienen un punto de congelación tan alto. Por ejemplo, el punto de congelación del Syltherm-800 (silicona sintética) es -40 °C.

La temperatura de trabajo máxima supone una limitación al sistema pues hoy día la tecnología de tubos absorbedores es capaz de trabajar a más de 500°C. Por ello se necesita disponer de mecanismos de protección, uno para el control de temperatura en el tubo, que se asegure de que esta no supere el límite de degradación, y otra para en caso de producirse la degradación, para la eliminación de los productos procedentes de esa descomposición química.

La silicona sintética tiene mejores prestaciones que los aceites, pero su coste es mayor, siendo la temperatura de degradación similar (en torno a los 400°C)

En la industria de esta tecnología en España son típicos dos fluidos, el Therminol VP1 (Solutia) y el Dowtherm-A (Dow Chemical). Para cada uno de los fabricantes existe toda una gama de aceites probados experimentalmente, y cuya diferencia son las propiedades a distintas temperaturas de trabajo. Algunos de estos son Therminol-59, Therminol-55, Therminol-66, Therminol-XP, Dowtherm-Q, Dowtherm-RP, Xceltherm-600.

Generación Dieecta de Vapor

Se basa en la utilización de agua como fluido de trabajo. A la salida del receptor solar se tiene vapor sobrecalentado, que se reconduce directamente hasta el sistema de potencia.

Los principales problemas que presenta esta tecnología se deben al carácter transitorio de la radiación solar. Estas variaciones pueden dar lugar a problemas de condensación en los álabes de la turbina, provocando su deterioro. Como solución a esto se adopta el almacenamiento térmico a la salida del receptor, que asegura un buen funcionamiento, pero conlleva unas pérdidas significativas tanto en la energía generada en el receptor como en el rendimiento de la turbina. La complejidad técnica de trabajar con un fluido de cambio de fase hace que actualmente no haya ninguna planta comercial cilindro-parabólica que genere vapor directamente.

Es interesante destacar que el primer sistema comercial cilindro-parabólico en el mundo, inaugurado a las afueras del Cairo en 1913, se basaba en la generación de vapor. La viabilidad técnica de GDV (o DGS por sus siglas en inglés) se ha demostrado con el sistema DISS, un prototipo construido en la Plataforma Solar de Almería (PSA). Su potencial reside en la reducción de costes de inversión, al poder prescindir del equipamiento asociado al fluido térmico.

El control del campo solar GDV es más complicado que en sistemas con aceite, y puede suponer una mayor complejidad de diseño. Sin embargo, el principal obstáculo para el despliegue de esta tecnología es la falta de sistemas de almacenamiento de calor adecuados.

Diversos estudios señalan también que esta configuración presentará mejores resultados unida a la tecnología Fresnel de forma que, debido a esto, y dado su menor coste, la generación directa de vapor con colectores Fresnel es una tecnología ya probada y en funcionamiento (Puerto Errado 2, Murcia, 30MWe)

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 $2650 \text{ KJ/m}^3 \cdot \text{K}$, mayor que la de los aceites térmicos.

Este fluido también mejora a los aceites térmicos en cuanto a fugas, pues el aceite térmico tiene mucha facilidad para fugarse por cualquier hueco que encuentre a su paso, y tras esto gotear en el suelo, contaminándolo. Sin embargo, las sales fundidas presentan más dificultades para abandonar el circuito, además de que, en caso de hacerlo, se forman gránulos debido a la reducción de temperatura al entrar en contacto con el exterior, es decir alcanza su punto de congelación, no llegando a caer 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 lo que encarece y aumenta la complejidad de operación de la planta.

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 en estado de almacenamiento, es un parámetro que 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 aisladas térmicamente 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.

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, tiene 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.

2.2.5 Sistema de Seguimiento Solar

El seguimiento del Sol se hace con el objetivo de aprovechar la mayor parte de horas posibles de luz, de forma que la radiación solar llegue lo más perpendicularmente posible al colector y se mantengan en el foco lineal continuamente. Los CCP's pueden tener seguimiento a dos ejes o a un único eje. 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.

Además, los colectores con seguimiento en un eje tienen menor coste y salen más rentables ya que son

mecánicamente más sencillos; son también más robustos, resistiendo cargas de viento muy superiores lo cual hace que su supervivencia sea mayor, el índice de averías y deformaciones menor y mayor la cantidad de horas posibles de operación

La orientación puede ser Norte-Sur o Este-Oeste, y su elección depende 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. Otra opción posible es la orientación polar de forma que el seguimiento sigue siendo en un eje, estando el colector orientado hacia el Suroeste, y rotando el mismo sobre la línea imaginaria Noroeste-Sureste. Los mecanismos de accionamiento que mueven al colector pueden ser eléctricos (apropiado para equipos pequeños), hidráulicos (para lazos de colectores) y mecánicos (reloj de pesas...).

Cada sistema de seguimiento solar de un reflector puede moverse independientemente del resto del campo de

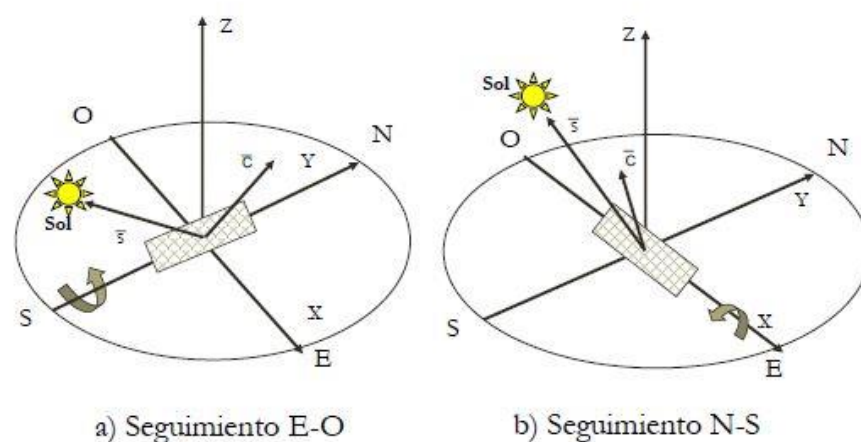


Figura 16. Tipologías de orientación y eje de seguimiento

colectores. Esto permite mantener y controlar la temperatura del fluido térmico.

En el caso más común de colectores autónomos o distribuidos, los mecanismos eléctricos consisten en un motor acoplado a una reductora cuyo eje de salida va rígidamente unido al eje de rotación del colector. Este tipo de mecanismo es adecuado para colectores de tamaño pequeño o medio, donde no se requieren altos pares de giro en el eje del colector.

Para colectores grandes, como los modelos Eurotrough, los altos pares requeridos para girar el colector obligan a usar mecanismos hidráulicos. En estos mecanismos, una bomba eléctrica alimenta dos pistones hidráulicos, que son los que giran la estructura del colector a lo largo del eje de seguimiento.

Con el fin de abaratar costes y simplificar la construcción del colector CCP, un solo mecanismo de accionamiento debe de ser capaz de mover varios módulos concentradores conectados en serie y operados conjuntamente como un solo elemento. Así, en el caso de los colectores Eurotrough se accionan hasta 12 unidades simultáneamente. Normalmente se busca una solución de compromiso en cuanto a la colocación de motores, ya sean hidráulicos o eléctricos, teniendo en cuenta el aumento en costes de su uso y las ganancias al independizar el movimiento de los colectores.

2.3 Desarrollo e implantación

Actualmente (abril 2018) existen en el mundo 77 plantas de energía solar de concentración en operación, basadas en tecnología cilindro parabólica. Además, hay otras 10 en construcción y 8 en desarrollo. Dichas instalaciones se encuentran en su mayor parte en Estados Unidos (18%) y Europa (45%). Este último está en

su mayoría representado por centrales españolas, en total 46, y estas aportan casi el 100% de la generación solar generada en Europa, puesto que las plantas de Italia y Dinamarca apenas logran llegar a los 25MWe entre todas, mientras que en España se tiene una potencia instalada en operación de más de 2GWe. Casi todas las plantas españolas tienen una potencia neta instalada de 50MW y entre todos ellos destacan los complejos termosolares de Andasol (por ser el primero del mundo con almacenamiento), Solaben, Solnova y Extresol. Es remarcable que las plantas que se encuentran en operación en España se pusieron en funcionamiento entre 2008 y 2012.

Otros países que cuentan con experiencia y desarrollo en plantas solares cilindro parabólicas son India, China, Sudáfrica y Marruecos con varias instalaciones de gran capacidad. Entre ellos suman 11 plantas en operación y 7 en construcción, cuyos proyectos comenzaron entre 2013 y 2017.

Hoy día la tendencia es a hacer complejos de mayor tamaño. Ejemplos de esta tendencia son países como Sudáfrica y Marruecos. Sudáfrica cuenta con KaXu Solar One (100 MWe), que comenzó su operación en 2015, y con la planta Xina Solar One (100 MWe), perteneciente a Abengoa. Esta última obtuvo la recepción provisional que certifica su correcto funcionamiento tras la puesta en marcha en agosto de 2017. El caso de Marruecos es similar, pero todo el desarrollo concentrado en el complejo Noor en Ouarzazate. Este complejo comenzó a funcionar en 2015 con la entrada en operación de la planta Noor I (146 MWe) y actualmente tiene otra planta cilindro parabólica en construcción, Noor II (185 MWe) que se espera que comience su operación antes de terminar 2017.

El ejemplo más claro de esta evolución se da en Estados Unidos (líder junto con España en este tipo de tecnología). El desarrollo de las plantas cilindro parabólicas comenzó en California con las SEGS (Solar Energy Generating Systems), un conjunto de 9 centrales colocadas en el desierto de Mojave, al norte de Los Ángeles con una potencia instalada conjunta de casi 400 MWe. Las primeras comenzaron siendo pequeñas, de 33 MWe, y las dos últimas de este complejo son de 90 MWe. Estas plantas comenzaron su operación al final de la década de los ochenta, y hoy día siguen funcionando. El desarrollo de la tecnología con su consiguiente reducción de costes durante las décadas posteriores hizo que esta tecnología proliferase. Además, los buenos resultados de operación de las plantas anteriormente construidas abren la posibilidad de su instalación a gran escala. Así en 2014 entran en funcionamiento las tres plantas cilindro-parabólicas más grandes del mundo, de 280 MWe. Estas son Solana Generating Station, Genesis Solar Energy Project, y Mojave Solar Project.

En cuanto a proyectos futuros en estos países el panorama es el mismo, la tendencia es a construir complejos grandes. En Sudáfrica encontramos el complejo Ilanga, aún en construcción y desarrollo, que contará con hasta 5 plantas de 150 MWe cada una, y que no se prevé que entren en funcionamiento hasta 2020

Otros países con una gran intención de desarrollo de esta tecnología son: Dubai, con una planta en desarrollo y con previsión para 2020 de 600 MW; Israel con otra planta en desarrollo de 11 MW; Arabia Saudí con dos plantas en construcción de 50 y 43 MW; Algeria y Egipto con una planta cada uno en operación desde 2011 y de 20MW; Emiratos Árabes con una planta en operación de 100 MW; Kuwait con un campo solar de 50 MW aún en desarrollo; México con un proyecto en construcción de 12 MW; y por último Tailandia y Canadá con dos campos solares de 5 y 1.1 MW respectivamente y en operación desde 2013.

Se observa por tanto que es una solución de generación de energía renovable creciente y sobre la que hay muchas esperanzas puestas en los países en vías de desarrollo. En cuanto a potencia total instalada Estados Unidos y España se encuentran a la cabeza, además de poseer un gran recurso solar.

En cuanto a tecnologías de colector usadas en dichas plantas se presenta un análisis según los componentes, siendo éstos, el fluido térmico y el colector, analizando sus componentes, absorbedor y espejo.

El captador Abengoa Solar (ASTRO) es un modelo muy utilizado en España, en un total de 13 plantas. Este captador se encuentra instalado en campos solares de Estados Unidos, Sudáfrica, Algeria, Marruecos y Emiratos árabes. El absorbedor que utiliza es Schott PTR70 y habitualmente con un aceite térmico, como la planta de Mojave (280 MW) que utiliza Therminol. El espejo en la mayoría de casos es Rioglass, aunque en algún caso utilizan Flabeg RP3

Otro captador muy usado es el modelo Sener Trough, que utiliza espejo Flabeg RP3 y se encuentra instalado en 16 plantas españolas, 2 en India y Sudáfrica y 1 en Marruecos y Estados Unidos. El absorbedor varía entre Schott PTR70, Solel UVAC y Siemens UVAC. De la misma forma el fluido térmico varía entre aceite térmico (Dowterm A) y Difenil-Óxido.

Otros modelos de captador usados son captadores desarrollados específicamente por la empresa diseñadora del proyecto. Son los casos de los modelos Acciona SGNX-2, Starnet LS2 y LS-3, Gossamer LAT1, Siemens SunField 6, Iberdrola, Shrijee Structures, Airlight, SopoNova, Albiasa AT-150, Solarlite, SkyTrough, etc.

Para estas configuraciones el absorbedor usualmente es Schott PTR70 o Siemens UVAC, aunque también existes desarrollos propios de absorbedores, como son los casos de Aalborg CSP y Airlight. De igual manera el espejo suele ser Rioglass o Flabeg, pero también se usa ReflecTech y propios de las empresas como Aalborg CSP o Guardian & AGC. Como fluido en estos casos los más típicos como ya se ha mencionado son Difenil Óxido, Thermino y Xceltherm (MK1, 600 o SST), y otros fluidos como sales fundidas, agua desmineralizada o aire ambiente.

En el Anexo I se muestra la tabla que agrupa todos los datos relativos al análisis anterior. Dicha información se ha obtenido de National Renewable Energy Laboratory (U.S. Department of Energy). En ella se recoge el país de localización, estado de operación, año de inicio de proyecto, potencia de la planta, tipo de captador, espejo y absorbedor fluido térmico usado en todas las plantas existentes en abril de 2018.

Tras este análisis del estado del arte y de los distintos componentes es posible dar el siguiente paso y comenzar a modelar el sistema

3 MODELO MATEMÁTICO SOL-CAPTADOR

En este capítulo se realiza el modelado del sistema cilindro parabólico y todos sus componentes partiendo desde la incidencia de irradiación directa y hasta la transferencia de calor al fluido térmico. Una vez transferido el calor al fluido existen distintas configuraciones para la producción de potencia que no son objeto de este trabajo. Por tanto, nos centraremos en los elementos que ya han sido explicados: el espejo reflector, la estructura soporte y el receptor lineal o tubo absorbedor. Estos elementos serán modelados en forma de pérdidas, de manera que el calor útil pueda ser calculado a partir del flujo solar incidente menos dichas pérdidas. En el espejo reflector se producen sombras y bloqueos lo que dará lugar a las pérdidas geométricas, en el tubo absorbedor se producen pérdidas térmicas por mecanismos de intercambio de calor con el exterior (a menos temperatura), y por último en el conjunto espejo reflector/tubo absorbedor entran en juego una serie de parámetros característicos de las superficies sobre las que el rayo incide y que darán lugar a un rendimiento óptico.

Además de todo esto, a la hora de modelar el sistema entra en juego la fuente primaria de energía (Sol), pues no es constante en el tiempo, y su variación hará por tanto variar el punto de operación del sistema. Por tanto, antes de pasar a las pérdidas se busca caracterizar el sistema Tierra-Sol de forma que la posición relativa entre el sistema y el origen de la radiación sea conocida. Esto es necesario puesto que el ángulo de incidencia de la radiación con respecto a la normal del sistema es otro parámetro fundamental que, al variar, modifica los valores de salida del sistema.

Teniendo en cuenta todo esto, el capítulo comenzará con una introducción a la geometría solar, para posteriormente analizar cada proceso de origen de pérdidas.

Una vez realizado este análisis se procederá al desarrollo del modelo matemático que se implementará en EES (Engineering Equation Solver).

3.1 Geometría Solar

La radiación solar es una radiación de naturaleza térmica procedente del Sol a alta temperatura (aproximadamente 5780K) como consecuencia de las reacciones y del movimiento acelerado de las partículas

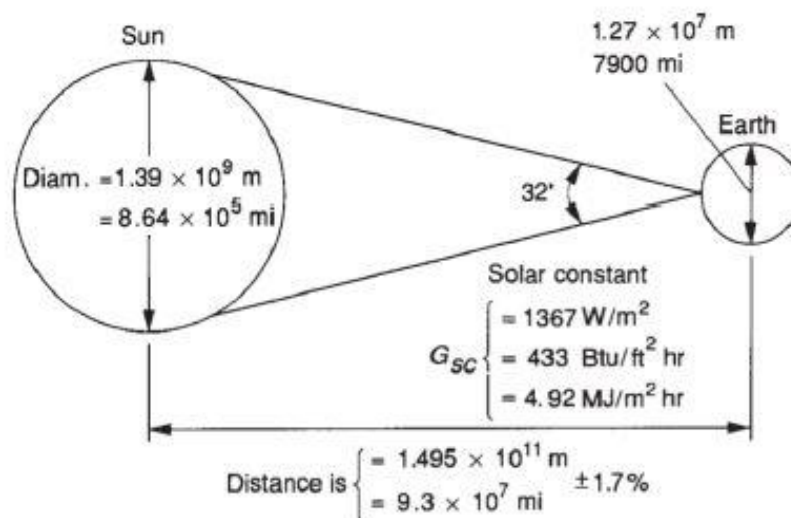


Figura 17. Geometría Sol-Tierra

del sol. La radiación total que llega a la tierra se puede calcular de la siguiente forma:

$$Q_{Sol} = J_{Sol} \cdot A_{Sol} = M_{Sol}^0 \cdot A_{Sol} = 3.841 \cdot 10^{26} W \quad (3.1)$$

$$Q_{Sol,Tierra} = Q_{Sol} \cdot F_{Sol,Tierra} = Q_{Sol} \cdot 1.804 \cdot 10^{-9} = 6.929 \cdot 10^{17} W \quad (3.2)$$

La atmósfera es un medio semitransparente que modifica la magnitud y dirección de la radiación solar que incide en la superficie terrestre. Este fenómeno se denomina atenuación atmosférica. Dentro de esta, los procesos más significativos son:

- **Absorción:** Modifica la magnitud de la radiación solar. Se debe fundamentalmente al ozono (O₃) en la zona ultravioleta y al vapor de agua (H₂O) y dióxido de carbono (CO₂) en la zona del infrarrojo.
- **Dispersión:** Modifica la magnitud y la dirección. Se debe a la interacción de la radiación con las moléculas del aire, vapor de agua y partículas de polvo (contaminación).

DEFINICIONES PREVIAS

Además de las definiciones de los distintos tipos de radiación realizadas en el apartado 1.4, es necesario definir algunos conceptos más para lograr un completo entendimiento de la formulación que sigue.

Irradiancia: Es la potencia de la radiación que incide en un instante sobre una superficie determinada (W/m²)

Irradiación: Energía de la radiación que incide durante un periodo de tiempo sobre una superficie determinada (W·h/m²).

Constante solar: Irradiancia solar que incide sobre una superficie plana normal al vector de posición del Sol ubicada en el límite superior de la atmósfera terrestre. Tiene un valor de 1367 W/m²

Irradiancia global: Representa la suma de la radiación directa, difusa y reflejada que incide sobre la misma superficie. Es el total de la radiación que llega a un determinado lugar.

Tiempo Oficial: Es el que establece un país dependiendo de su normativa legal. El Tiempo Oficial en la España Peninsular no se corresponde con el Tiempo Local Estándar estipulado por el uso horario CERO cuyo centro está determinado por el meridiano 0. En España (Península), por cuestiones legales, el TO se adelanta una hora con respecto al Tiempo Local Estándar del uso horario CERO, para hacerlo coincidir con el uso horario UNO. En los meses centrales del año, se adelanta el TO en otra hora adicional.

Tiempo Solar Verdadero: Tiempo basado en el movimiento aparente del sol en la bóveda celeste. Desde el punto de vista de un observador sobre la superficie de la tierra el Sol describe un arco desde su salida hasta que se pone. Por definición, a mitad de su recorrido (mediodía), pasa por el meridiano local.

A las 00:00 hora solar verdadera, el Sol atraviesa el meridiano del observador y alcanza la máxima altura sobre el horizonte

$$\text{Horario Verano: } TO = TLE + 2 = TSV - EdT - \frac{\lambda - \lambda_s}{15} + 12 + 2 \quad (3.3)$$

$$\text{Horario Invierno: } TO = TLE + 2 = TSV - EdT - \frac{\lambda - \lambda_s}{15} + 12 + 1 \quad (3.4)$$

$$EdT = 3.82 \cdot (0.000075 + 0.001868 \cdot \cos B - 0.032077 \cdot \sin B - 0.014615 \cdot \cos 2B - 0.04089 \cdot \sin 2B) \quad (3.5)$$

$$B = \frac{(n - 1) \cdot 360}{365} \quad (3.6)$$

La ecuación del tiempo (Edt) mostrada arriba representa la diferencia existente entre el día solar medio y el día solar verdadero (tiempo entre dos pasos consecutivos del sol por el meridiano del lugar). Esa diferencia es variable debido a la excentricidad de la órbita terrestre y a la constancia de la velocidad areolar (2ª Ley de Kepler). La ecuación mostrada representa la aproximación de Spencer (1971) con un error máximo de 2.333 minutos.

Tras estas definiciones se procede al detalle de las distintas coordenadas usadas para representar la localización de un punto en la esfera terrestre y la posición relativa del Sol en un momento dado con respecto a este punto. Para ello se definen tres grupos de coordenadas:

Coordenadas Geográficas

Estas coordenadas son usadas para definir la posición de un punto sobre la Tierra, de forma que esta se encuentra dividida por líneas imaginarias que unen los polos y líneas paralelas al ecuador, como si de una cuadrícula se tratase.

- Latitud (ϕ) Es distancia angular o arco, medida en grados sobre un meridiano, entre dicho lugar y el Ecuador, que es la línea que se toma como origen de latitudes. Se mide en grados, minutos y segundos. Varía de 0° a 90° y puede ser:
 - Norte o positiva, si el lugar se encuentra por encima del Ecuador: $\phi > 0$
 - Sur o negativa, si el lugar se encuentra por debajo del Ecuador: $\phi < 0$
- Longitud (λ) Es la distancia angular o arco, medida en grados sobre el Ecuador, entre el meridiano del lugar y el meridiano de origen o de Greenwich. Se mide en grados, minutos y segundos. Varía de 0° a 180° y puede ser:
 - Este o positiva, si el lugar se encuentra a la derecha del meridiano origen: $\lambda > 0$
 - Oeste o negativa, si el lugar se encuentra a la izquierda del meridiano origen: $\lambda < 0$

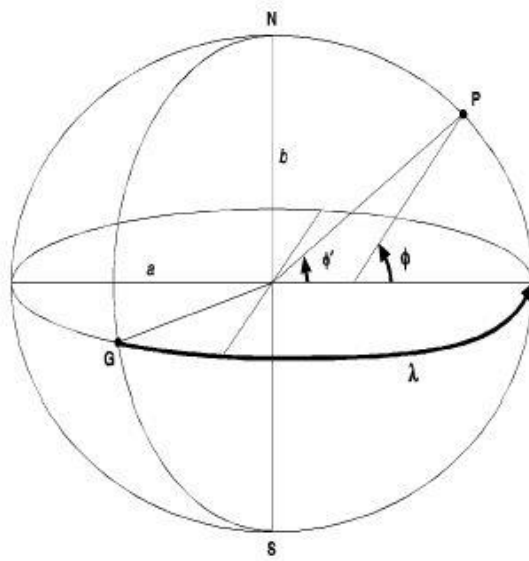


Figura 18. Coordenadas terrestres geométricas

Coordenadas celestes horarias

Estas coordenadas se usan para definir la posición de la tierra

- Declinación: Ángulo que forma la línea que une el centro de la Tierra y el centro del sol con el plano del ecuador celeste. Varía en función del día del año (n) y su rango de variación es $-23.45 < \delta < 23.45$

Se calcula mediante la ecuación de Cooper

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \quad (3.7)$$

- Ángulo Horario: Desplazamiento angular del sol al este o al oeste en relación al meridiano local, debido a la rotación de la tierra en torno a su eje a una velocidad de 15 / hora. (por la mañana es negativo, por la tarde positivo). Se calcula a partir de la hora solar (TSV)

$$\omega = TSV \cdot 15 \quad (3.8)$$

- Ángulo azimutal de la superficie receptora: Desviación de la proyección de la normal a la superficie sobre el plano horizontal frente al meridiano local; cero al sur, este negativo, oeste

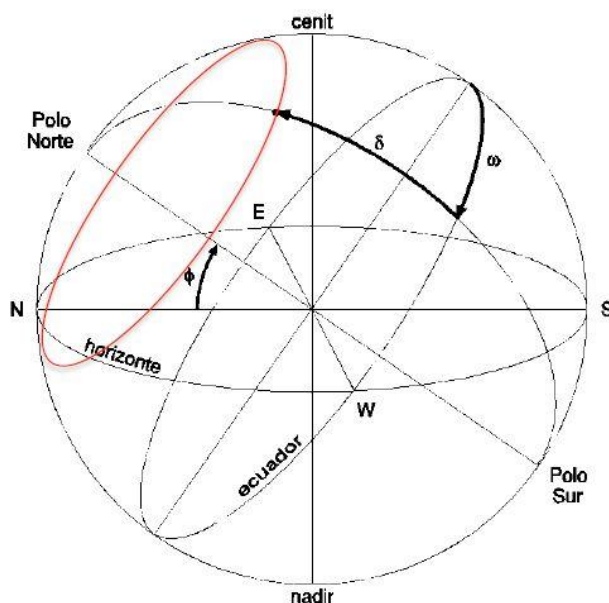


Figura 19. Coordenadas celestes horarias

positivo.

Coordenadas celestes horizontales

- Altura solar: Ángulo entre la horizontal y la dirección de la radiación solar directa. Es el complementario del ángulo cenital del sol (ángulo entre la vertical y la dirección de la radiación solar directa, coincidente con el ángulo de incidencia en una superficie horizontal)

$$\alpha = 90 - \theta_z \tag{3.9}$$

$$\cos(\theta_z) = \text{sen}(\delta) \cdot \text{sen}(\phi) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) \tag{3.10}$$

- Azimet solar: Desviación de la proyección de la radiación solar directa sobre el plano horizontal frente al meridiano local. El criterio de signos es similar al usado con el ángulo azimutal de la superficie receptora. La posición del Sol queda determinada por el ángulo cenital (o la altura

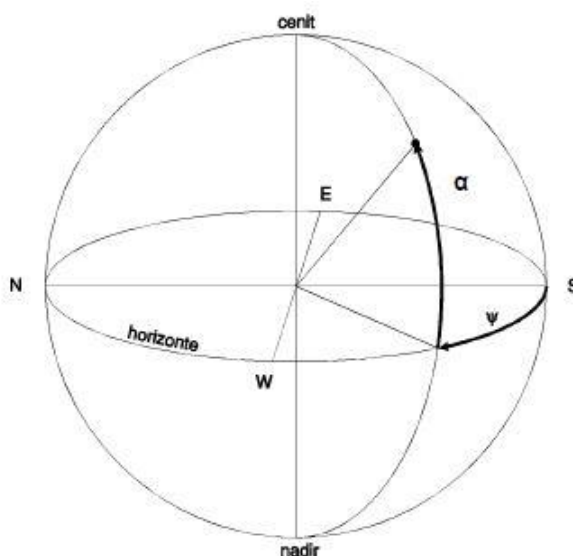


Figura 20. Coordenadas celestes horizontales

solar) y el azimut.

$$\text{sen}(\psi) = \frac{\text{sen}(\omega) \cdot \cos(\delta)}{\text{sen}(\theta_z)} \quad (3.11)$$

Conocidos estos parámetros y dada una superficie con una orientación determinada colocada en un lugar y momento específico es posible determinar su posición exacta y la posición relativa del Sol con respecto a ella, tal y como muestra la Figura 21:

α	Altura solar
θ_z	Ángulo cenital del sol
Ψ	Azimut solar
β	Inclinación de la superficie
Υ	Ángulo azimutal de la superficie

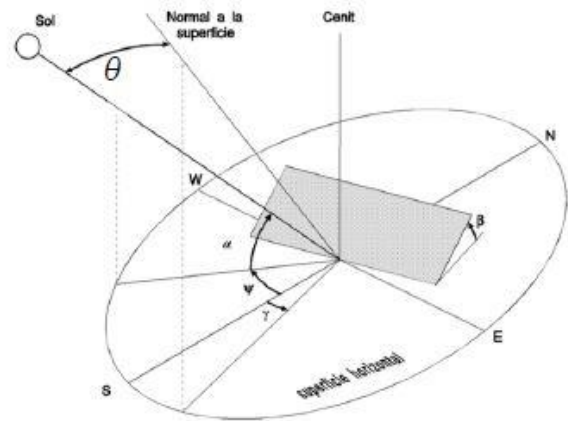


Figura 21. Posición relativa Sol-Captador en función de parámetros geométricos

Tras esta introducción pasamos al análisis que dará lugar al modelo simplificado

3.2 Modelo teórico simplificado

3.2.1 Pérdidas ópticas

Desde que la radiación solar pasa a través del plano de apertura del concentrador, hasta que es absorbida en el tubo receptor, se producen una serie de pérdidas. Estas pérdidas se deben a que el espejo concentrador no es un reflector perfecto ni tiene una forma geométrica perfecta, ni la cubierta transparente deja pasar toda la radiación solar a su través, ni la superficie selectiva es un absorbedor perfecto. Estas pérdidas se conocen con el nombre de pérdidas ópticas del colector cilindro parabólico y pueden llegar a ser muy importantes.

Eficiencia Óptica

$$\eta_o = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \quad (3.12)$$

Siendo:

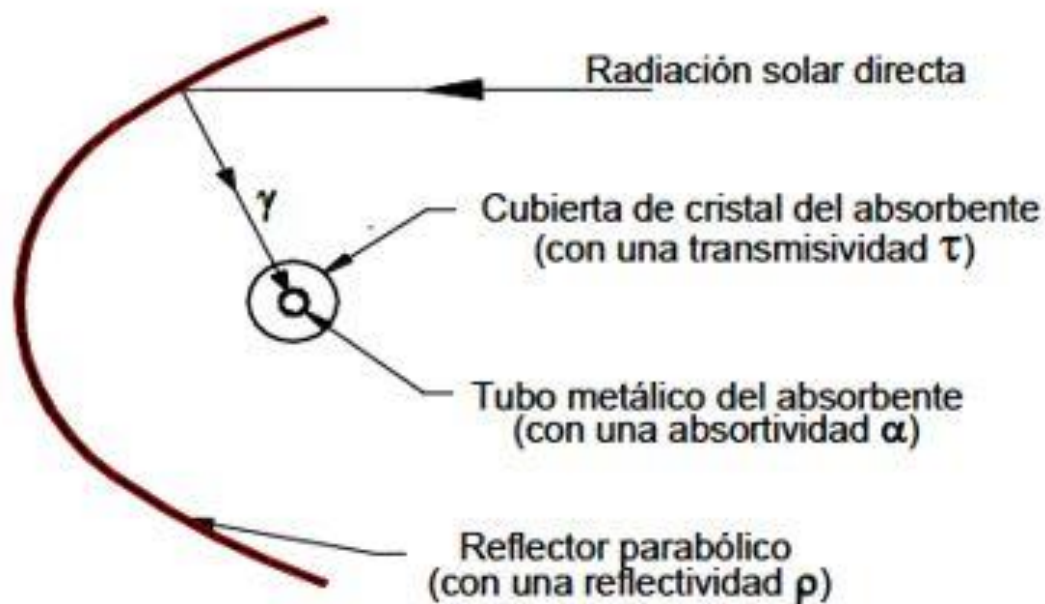


Figura 22. Parámetros influyentes en la eficiencia óptica del sistema cilindro parabólico

- Reflectividad del espejo (ρ): Parámetro que indica qué parte de la radiación incidente en dicha superficie es reflejada, suponiendo que está limpia. Sus valores típicos rondan el 90%, pero van disminuyendo progresivamente a medida que aumenta la suciedad o su deterioro con los años.
- Transmisividad de la cubierta de vidrio (τ): Relación entre la radiación que atraviesa la cubierta que envuelve al tubo absorbente, y la radiación total concentrada en dicha cubierta. La misión de este elemento es disminuir las pérdidas térmicas convectivas, sin embargo, una fracción de la luz solar reflejada por los espejos y que alcanza la cubierta no consigue llegar hasta el tubo absorbente. Sus valores típicos rondan el 90/95%
- Absortividad del tubo absorbente (α): Fracción de la radiación que llega a la superficie selectiva que es absorbida. Sus valores típicos al igual que la transmisividad rondan el 90/95%
- Factor de interceptación (γ): Existen pérdidas no recogidas por los anteriores parámetros, como las imperfecciones de la superficie que hace que distintos rayos reflejados no lleguen al tubo absorbente, errores de posicionamiento y alineación entre reflector y receptor, errores de precisión, etc. Todas estas pérdidas están modeladas por este parámetro, que suele adoptar valores máximos en torno a 0.95.

Esta es la definición de eficiencia óptica pico, pues en la realidad los parámetros definidos se verán modificados por el ángulo de incidencia de la radiación directa.

3.2.2 Ángulo de incidencia

El ángulo de incidencia (Θ) se define como el ángulo formado entre el vector solar incidente en el plano de la superficie concentradora y el vector normal a dicho plano de apertura del concentrador. Este ángulo gana importancia en la tecnología cilindroparabólica pues a diferencia de los demás colectores de concentración, el sistema de seguimiento de las parábolas tiene un único grado de libertad. De esta forma solo puede colocar al colector de forma que el vector solar y el vector normal al plano de apertura del concentrador estén contenidos en el mismo plano.

Es de gran importancia pues limita la cantidad de radiación solar que resulta aprovechable por el colector y el área de apertura útil del concentrador, ya que influye en las pérdidas geométricas como se verá en el siguiente apartado. De esta forma se determina que el cálculo del ángulo de incidencia resulta imprescindible si se desea conocer el comportamiento térmico de un colector cilindro parabólico. El cálculo concreto se realiza mediante un análisis trigonométrico que se sale de los objetivos de este proyecto, y por tanto se colocarán únicamente

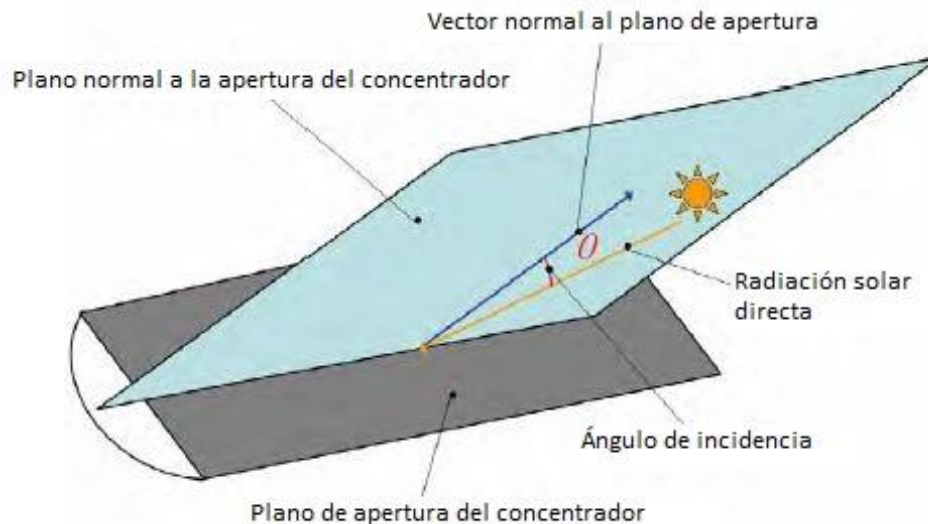


Figura 23. Ángulo de incidencia

las ecuaciones finales en función de la orientación del eje de giro (Rabl, 1985).

- Colector con eje de giro orientado este-oeste

$$\theta = \arccos(\sqrt{1 + \cos^2 \delta (\cos^2 \omega - 1)}) \quad (3.13)$$

- Colector con eje de giro orientado norte-sur

$$\theta = \arccos(\cos \delta * \sqrt{(\cos \phi \cdot \cos \omega + \tan \delta \cdot \sin \phi)^2}) \quad (3.14)$$

3.2.3 Pérdidas Geométricas

Las pérdidas geométricas, de menor importancia, son la medida de la disminución efectiva debido a efectos de incidencia anormal, como bloqueos, sombras y pérdidas de radiación reflejada que no alcanza el receptor. El parámetro que modela estas pérdidas es el factor geométrico A_f que se define como la relación entre el área sombreada y el área de apertura total. El área sombreada se divide en dos, en función de la causa y la zona sombreada:

- End effect. Algunos rayos reflejados en el extremo del concentrador no alcanzan el receptor. El área perdida A_e viene dada por la siguiente expresión:

$$A_e = f \cdot W_a \cdot \tan(\theta) \cdot \left(1 + \frac{W_a^2}{48 \cdot f^2}\right) \quad (3.15)$$

- Placas opacas. Usadas al final de los colectores para evitar una concentración no deseada o peligrosa fuera del receptor. Estas placas resultan en bloqueos o sombreado de una parte del reflector. El área perdida A_b viene dada por la siguiente expresión:

$$A_b = \frac{2}{3} \cdot W_a \cdot h_p \cdot \tan(\theta) \quad (3.16)$$

El área sombreada total es la suma de estas dos anteriores.

$$A_l = \frac{2}{3} \cdot W_a \cdot h_p + f \cdot W_a \cdot \left(1 + \frac{W_a^2}{48 \cdot f^2}\right) \quad (3.17)$$

Con

· h_p : altura de la parábola.

En la ecuación anterior se ha suprimido el término $\tan(\Theta)$ que es común en las ecuaciones tal y tal. Esto se suele realizar para incluir el factor geométrico en la eficiencia óptica de la siguiente forma:

$$\eta_o = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \cdot [(1 - A_f \cdot \tan(\theta)) \cdot \cos(\theta)] \quad (3.18)$$

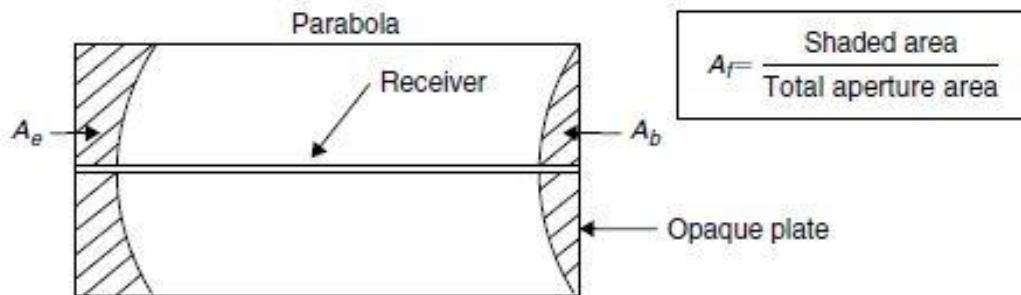


Figura 24. Área sombreada debido a pérdidas geométricas

4 MODELO MATEMÁTICO DETALLADO DE BALANCE DE ENERGÍA

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

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.

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 18 muestra el balance de energía estacionario unidimensional para una sección transversal de un tubo absorbedor, con y sin el vidrio que lo envuelve

La energía solar incidente efectiva (energía solar menos las pérdidas ópticas) es absorbida una parte muy pequeña en el vidrio envolvente ($\dot{q}'_{5-Sol,abs}$) y la mayor parte por el recubrimiento selectivo del receptor ($\dot{q}'_{3-Sol,abs}$) Esa radiación incidente se transmite por conducción a través del espesor del tubo ($\dot{q}'_{2-3cond}$) para transmitirse luego por convección al fluido de trabajo ($\dot{q}'_{1-2,conv}$).

Lo explicado hasta ahora es el camino de las ganancias térmicas. A continuación, se detallarán las pérdidas.

La parte de energía que no es absorbida por el recubrimiento selectivo se transmite de vuelta al vidrio envolvente por convección ($\dot{q}'_{3-4,conv}$) y radiación ($\dot{q}'_{3-4,rad}$) y algunas pérdidas que se van por conducción a través de los puntos de apoyo de la estructura soporte ($\dot{q}'_{cond-bracket}$).

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 (≤ 1 torr), el mecanismo de transferencia de calor es conducción molecular. Para presiones altas (≥ 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 ($\rho=\alpha$).

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 ($\dot{q}'_{4-5,conv}$) y se suman a las pérdidas por convección con el ambiente de la superficie exterior del vidrio ($\dot{q}'_{5-6,conv}$) más las pérdidas de éste por radiación ($\dot{q}'_{5-7,rad}$).

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”.

Si no contamos con un vidrio envolvente, las pérdidas de calor del tubo absorbedor van directamente al ambiente ($\dot{q}'_{3-6,conv}$ y $\dot{q}'_{3-7,rad}$).

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.

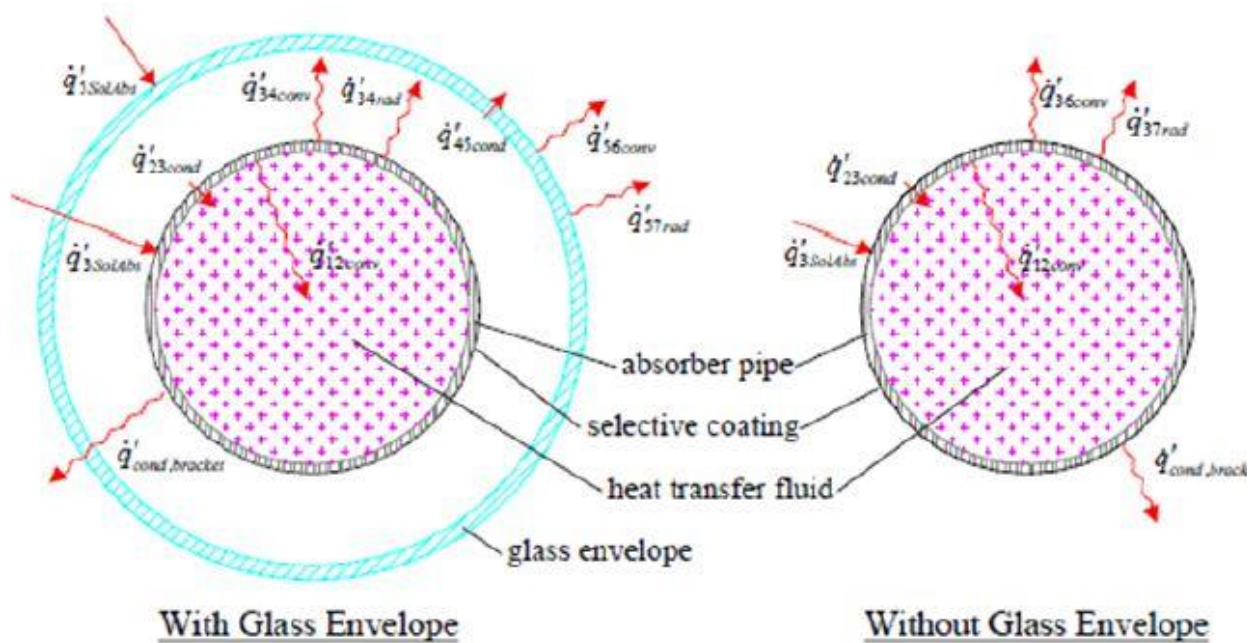


Figura 25. Flujos de calor en una sección transversal del absorbedor

A continuación, se muestran las ecuaciones que representan el balance de energía en cada una de las superficies siguiendo los criterios de dirección del flujo asumidos en la Figura 25:

Con vidrio envolvente:

$$\dot{q}'_{1-2,conv} = \dot{q}'_{2-3,cond} \quad (4.1)$$

$$\dot{q}'_{3-Sol,abs} = \dot{q}'_{2-3,cond} + \dot{q}'_{3-4,rad} + \dot{q}'_{3-4,conv} + \dot{q}'_{cond,braquet} \quad (4.2)$$

$$\dot{q}'_{3-4,rad} + \dot{q}'_{3-4,conv} = \dot{q}'_{4-5,cond} \quad (4.3)$$

$$\dot{q}'_{4-5,cond} + \dot{q}'_{5-Sol,abs} = \dot{q}'_{5-7,rad} + \dot{q}'_{5-6,conv} \quad (4.4)$$

Sin envolvente:

$$\dot{q}'_{1-2,conv} = \dot{q}'_{2-3,cond} \quad (4.5)$$

$$\dot{q}'_{3-Sol,abs} = \dot{q}'_{2-3,cond} + \dot{q}'_{3-7,rad} + \dot{q}'_{3-6,conv} + \dot{q}'_{cond,braquet} \quad (4.6)$$

El punto sobre los flujos de calor indica que es por unidad de tiempo, y la coma a la derecha indica que es por unidad de longitud del receptor, es decir, se mide en (W/m). Para simplificar, los términos calor absorbido por la cubierta transparente ($\dot{q}'_{5-Sol,abs}$) y por el tubo absorbedor ($\dot{q}'_{3-Sol,abs}$) son tratados como flujos de calor, pero en realidad son fenómenos volumétricos. Sin embargo, la mayor parte de la absorción en el absorbedor (material metálico opaco) ocurre muy cerca de la superficie (en una distancia de 6 Å, aproximadamente), por lo que se puede aproximar a absorción superficial. De forma similar, aunque en el caso de la cubierta transparente la absorción de la radiación solar se da a lo largo de todo su espesor, por ser un material semitransparente, su absorptividad es muy baja ($\alpha=0.02$), y el error que se introduce al considerar la absorción como un fenómeno superficial es muy pequeño.

El modelo se resolverá a continuación detallando el cálculo uno por uno de cada uno de los flujos de calor contemplados. Una forma habitual de representar estos flujos es la analogía eléctrica. En la Figura 26 se presenta el modelo de resistencias del tubo absorbedor en el que la energía solar incidente y las pérdidas ópticas han sido omitidas. 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.

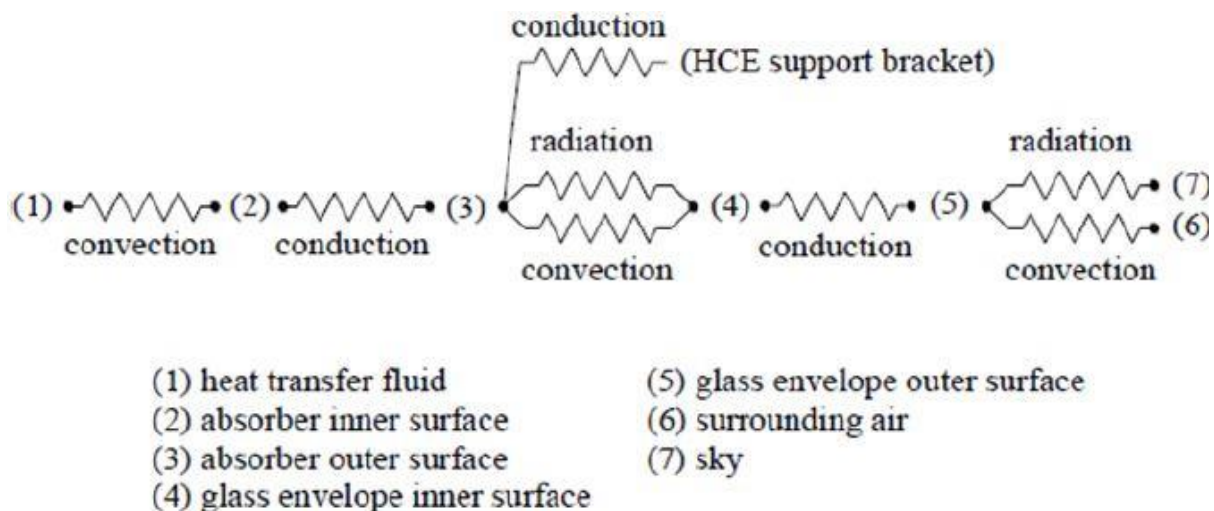


Figura 26. Modelo de resistencias del tubo absorbedor

En las figuras anteriores y los balances de energía, así como en las ecuaciones que siguen se utiliza una nomenclatura que asigna un número a cada una de las superficies. Además, los flujos de calor se nombran en función de la superficie de origen y la superficie de destino, y en función del tipo de mecanismo de transferencia que se da entre ambas superficies. Atendiendo a este criterio en las tablas 4 y 5 se muestra la nomenclatura usada en este análisis

Subíndice	Referencia
1	Fluido Térmico
2	Pared interna del tubo absorbedor
3	Pared externa del tubo absorbedor (sup. Selectiva)
4	Pared interna de la cubierta transparente
5	Pared externa de la cubierta transparente
6	Ambiente exterior
7	Cielo

Tabla 4. Nomenclatura de superficies en el receptor

Flujo de Calor	Mecanismo de transmisión	Origen	Destino
$\dot{q}'_{1-2,conv}$	Convección	Superficie interna del tubo absorbedor	Fluido térmico
$\dot{q}'_{2-3,cond}$	Conducción	Superficie externa del tubo absorbedor	Superficie interna del tubo absorbedor
$\dot{q}'_{3-Sol,abs}$	Absorción Radiación solar	Radiación solar incidente	Superficie exterior del tubo absorbedor
$\dot{q}'_{3-4,conv}$	Convección	Superficie exterior del tubo absorbedor	Superficie interior de la cubierta transparente
$\dot{q}'_{3-4,rad}$	Radiación	Superficie exterior del tubo absorbedor	Superficie interior de la cubierta transparente
$\dot{q}'_{4-5,cond}$	Conducción	Superficie interior de la cubierta transparente	Superficie exterior de la cubierta transparente
$\dot{q}'_{5-Sol,abs}$	Absorción Radiación solar	Radiación solar incidente	Superficie exterior de la cubierta transparente
$\dot{q}'_{5-6,conv}$	Convección	Superficie exterior de la cubierta transparente	Ambiente
$\dot{q}'_{5-7,rad}$	Radiación	Superficie exterior de la cubierta transparente	Cielo equivalente
$\dot{q}'_{cond,braquet}$	Conducción	Superficie exterior del tubo absorbeor	Soportes que unen la estructura al sistema

Tabla 5. Flujos de calor del balance de energía

El tubo absorbedor que se va a describir corresponde en cuanto a propiedades y geometría al modelo PTR 70 de Schott. Sin embargo, para la superficie metálica se usará cobre, por presentar mejor conductividad térmica

y buenas propiedades a altas temperaturas. Este caso se da en el modelo Solel (UVAC-2008), que junto con el mencionado anteriormente componen dos de los prototipos comerciales más usados. El tubo metálico está compuesto por 4mm de grosor ($D_2=0.07$ m) de cobre recubierto por una superficie selectiva (Cermet) que lo hará comportarse de forma aproximada a un cuerpo negro. Así sus propiedades ópticas mejorarán, siendo $\alpha_{abs}=0.95$ y $\varepsilon_3=0.09$. La cubierta de vidrio posee una emisividad interna y externa iguales y de valor $\varepsilon_4=\varepsilon_5=0.86$, habiendo sido ambas superficies sometidas a un tratamiento antirreflejante. La absorptividad de esta envolvente de vidrio (borosilicato) es $\alpha_{env}=0.02$ y su transmisividad $\tau_{env}=0.97$. Las conductividades térmicas del cobre y el borosilicato son respectivamente $k_{tubo}=400$ W/m·K y $k_{vidrio}=1.2$ W/m·K.

Estas serán las propiedades del sistema a simular, no obstante, en el cálculo de cada flujo de calor se mostrará una comparación de distintas tecnologías comerciales para diferentes recubrimientos selectivos y gases contenidos en la corona circular.

Una vez mencionado esto se pasa a la caracterización de los flujos de calor mostrados en la Tabla 5.

- **Convección entre superficie interna del tubo absorbedor y el fluido térmico**

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

$$Q_{1-2,conv} = h_1 \cdot D_2 \cdot \pi(T_2 - T_{1m}) \quad (4.7)$$

Con

$$h_1 = Nu_{D_2} \cdot \frac{k_1}{D_2} \quad (4.8)$$

Donde

H_1 = coeficiente de transferencia de calor por convección del HTF a T_1 (W/m²-K)

D_2 = Diámetro interno del tubo (m)

T_{1m} = Temperatura media del fluido térmico ($(T_{in}+T_{out})/2$) (°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_{1m} (W/m-K)

En estas ecuaciones las temperaturas T_{1m} 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.

- 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]:

$$Nu_{D_2} = \frac{(f_2/8) \cdot (Re_{D_2} - 1000)Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{f_2/8} \cdot (Pr_1^{2/3} - 1)} \quad (4.9)$$

Con

$$f_2 = (1,82 \cdot \log_{10}(Re_{D_2}) - 1,64)^{-2} \quad (4.10)$$

Donde,

f_2 = Factor de fricción para la superficie interna del tubo

Pr1 = Número de Prandtl para el fluido térmico, evaluado a la temperatura T_{1m}

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 $0,5 < Pr1 < 2000$ y $2300 < Re_{D2} < 5E6$. Excepto para Pr2, todas las propiedades son evaluadas a la temperatura T1. La correlación asume un flujo de calor y de temperatura uniforme, y una superficie interna del tubo lisa.

- 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.

Ambos casos son contemplados por el software de cálculo de EES y por tanto se utilizará de nuevo su base de datos para calcular el coeficiente convectivo a la hora de realizar las simulaciones. No obstante, se detallan los tipos de flujo y las ecuaciones anteriores de cara a comprender mejor el funcionamiento del sistema en distintas condiciones de operación y su comportamiento ante la variación de parámetros, en este caso los números de Reynolds y Prandtl que son función de las propiedades del fluido, su velocidad, y la geometría del cilindro.

Para la obtención del flujo de calor en este caso se ha tenido en cuenta la transferencia convectiva, pero otra opción surge de asumir el punto de vista del fluido. En este caso se va a calcular la energía absorbida por el aceite térmico, y para ello es necesario conocer sus propiedades.

$$Q_{1,2,conv} = \frac{m_1 \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in})}{L_{tubo}} \quad (4.11)$$

Por lo general las propiedades del fluido térmico vienen dadas por el fabricante en forma de ecuaciones en función de su temperatura: En nuestro caso usaremos las correlaciones dadas por EES, que cuenta con una base de datos de muchos de los fluidos térmicos mencionados en el capítulo anterior. Para este sistema usaremos Therminol_VP1. Este tiene un coste aproximado de 2 €/kg y presenta buenas propiedades a altas temperaturas ($T_{max}=400^\circ\text{C}$)

- **Conducción a través del tubo absorbedor**

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

$$Q_{2-3,cond} = \frac{2 \cdot k_{tubo} \cdot \pi \cdot (T_2 - T_3)}{\ln D_3/D_2} \quad (4.12)$$

K_{tubo} = 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 interior del tubo absorbedor (m)

D_3 = diámetro exterior del tubo absorbedor (m)

- **Convección en la corona circular**

La convección depende de la presión de la corona anular entre cilindros. Para bajas presiones (≤ 1 torr), el mecanismo de transferencia de calor es conducción molecular. Para presiones altas (≥ 1 torr) el mecanismo se llama convección libre.

Para el colector que se va a modelar supondremos que en la corona se ha hecho el vacío, para mejorar el aislamiento, de forma que la transferencia de calor que tiene lugar es una convección molecular libre (Ratzel et al. 1979)

$$Q_{3-4,conv} = h_3 \cdot D_3 \cdot \pi \cdot (T_3 - T_4) \quad (4.13)$$

Con

$$h_3 = \frac{k_{std}}{\frac{D_3}{2 \cdot \ln(D_4/D_3)} + b \cdot \lambda \cdot (D_4/D_3 + 1)} \quad (4.14)$$

$$b = \frac{(2 - a) \cdot (9\gamma - 5)}{2 \cdot a \cdot (\gamma + 1)} \quad (4.15)$$

$$\lambda = \frac{2.331E(-20) \cdot (T_{34} + 273.15)}{P_a \cdot \delta^2} \quad (4.16)$$

Donde,

D_3 = diámetro externo del tubo absorbedor (m)

D_4 = diámetro interno del vidrio envolvente (m)

h_3 = Coeficiente de convección a la temperatura del gas T34 (W/m-K)

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

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

λ = camino libre medio entre colisiones de una molécula (cm)

a = coeficiente de alojamiento

γ = ratio de calor específico del gas que circula por la corona

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

P_a = Presión del gas (mmHg)

δ = diámetro molecular del gas (cm)

Esta correlación es válida para un número de Rayleigh $RaD4 < (D4 / (D4 - D3))^4$, pero sobreestima ligeramente la transferencia de calor para presiones muy pequeñas (≤ 0.0001 torr). El diámetro molecular de los gases, δ , se muestra en la tabla 4.3 para los gases de más uso. En la tabla también se comparan los coeficientes de convección (h_3) y otros parámetros que son usados en el cálculo para cada uno de los tres gases que hemos incluido en este modelo.

Gas	k_{std} [W/m-K]	b	λ [cm]	γ	δ [cm]	h_3 [W/m ² -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
T _{1m} = 300 °C, Radiación solar= 940 W/m ²						

Tabla 6: Propiedades de los gases que aparecen en la corona circular

El gas que se utiliza en la corona circular para nuestro proyecto será Aire por su simplicidad y menor coste, a pesar de que en los modelos comerciales

- **Radiación de la superficie exterior del tubo absorbente al interior de la cubierta de vidrio**

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 ($\rho=\alpha$).

El calor por radiación entre el absorbedor y el vidrio envolvente se puede estimar con la siguiente ecuación [Incropera y DeWitt 1990]:

$$q_{34rad} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot D_3 \cdot (T_3^4 - T_4^4)}{\left(\frac{1}{\epsilon_3} + \frac{(1 - \epsilon_4) \cdot D_3}{\epsilon_4 \cdot D_4}\right)} \quad (4.17)$$

Donde,

σ = constante Stefan-Boltzmann (W/m²-K⁴)

T₃ = Temperatura de la superficie externa del tubo (oC)

T₄ = Temperatura de la superficie interna del vidrio envolvente (oC)

D₃ = diámetro externo del tubo absorbedor (m)

D₄ = diámetro interno del vidrio envolvente (m)

ϵ_3 = emisividad del recubrimiento selectivo

ϵ_4 = emisividad del vidrio

La ecuación anterior se obtiene a partir de las siguientes hipótesis. 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.

- **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®) [Touloukian y DeWitt 1972].

$$q_{45cond} = \frac{2 \cdot k_{vidrio} \cdot \pi \cdot (T_4 - T_5)}{\ln(D_5/D_4)} \quad (4.18)$$

Sonde,

D_5 = Diámetro externo del tubo (m)

D_4 = Diámetro interno del tubo (m)

T_5 = Temperatura de la superficie externa del vidrio (oC)

T_4 = Temperatura de la superficie interna del vidrio (oC)

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

- **Convección del vidrio envolvente a la atmósfera**

La convección será forzada o natural, dependiendo de si hay viento La transferencia de calor por convección desde el vidrio a la atmósfera conlleva las pérdidas más grandes de calor, especialmente si hay viento. Siguiendo la ley de Newton de enfriamiento:

$$q_{56conv} = h_5 \cdot D_5 \cdot \pi \cdot (T_5 - T_6) \quad (4.19)$$

Con

$$h_{56} = Nu_{D_5} \cdot \frac{k_{56}}{D_5} \quad (4.20)$$

Donde,

h_5 = coeficiente de transferencia de calor por convección del aire para temperatura $T_{56} = (T_5 + T_6) / 2$ (W/m²-K)

D_5 = Diámetro interno del tubo (m)

T_5 = Temperatura de la superficie externa del vidrio (°C)

T_6 = Temperatura ambiente (°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). De nuevo el cálculo del coeficiente convectivo será llevado a cabo mediante las correlaciones de EES. Con el mismo objetivo que antes se detallan a continuación las ecuaciones para cada caso

- 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:

$$Nu_{D_5} = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 \cdot Ra_{D_5}^{1/6}}{9} \right\}^2 \left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{56}} \right)^{1/6} \right]^{8/27} \quad (4.21)$$

$$Ra_{D_5} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_5 - T_6) \cdot D_5^3}{\alpha_{56} \cdot \nu_{56}} \quad (4.22)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{56}} \quad (4.23)$$

$$Pr_{56} = \frac{\nu_{56}}{\alpha_{56}} \quad (4.24)$$

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

Re_{D5} = Número de Rayleigh evaluado para el diámetro D_5

β = coeficiente de expansión térmica volumétrica (1/K)

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

g = constante gravitatoria (9.81) (m/s²)

α_{56} = coeficiente de difusión del aire a una temperatura T_{56} (m²/s)

ν_{56} = coefiEsta correlación es válida para $10^5 < Re_{D5} < 10^{12}$, y asume que es un cilindro horizontal isotérmico a lo largo. Además, todas las propiedades del fluido son calculadas a la temperatura de película $(T_5 + T_6) / 2$.

- Caso con 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].

$$Nu_{D5} = C \cdot Re_{D5}^m \cdot Pr_6^n \cdot \left(\frac{Pr_6}{Pr_5}\right)^{1/4} \quad (4.25)$$

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

Tabla 7. Valores de C y m para distintos números de Reynolds

Y

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

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

Esta correlación es válida para $0.7 < Pr_6 < 500$, y $1 < Re_{D5} < 10^6$. 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.

- **Radiación de la corona de vidrio al exterior**

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]:

$$q_{57rad} = \sigma \cdot \pi \cdot D_5 \cdot \epsilon_5 \cdot (T_5^4 - T_7^4) \quad (4.26)$$

Donde,

σ = 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)

ϵ_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 al 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 μm , 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.

- **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.

- 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 8 son usados para estimar la eficiencia óptica. 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 pcl 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.

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

Tabla 8 Términos para estimar la eficiencia óptica

En la tabla 8, 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 apertura del colector. La ecuación se determinó a partir de pruebas en un colector llevado a cabo en SNL [Dudley et al. 1994].

$$K = \cos(\theta) + 0.000884 \cdot \theta - 0.00005369 \cdot \theta^2 \quad (4.27)$$

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; $\alpha = 0.02$, $\varepsilon = 0.86$). La transmitancia del recubrimiento selectivo (ver Tabla 9) 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 9. Comparativa de propiedades entre distintos recubrimientos selectivos

- **Absorción de irradiación solar en el vidrio envolvente**

La absorción solar en la envoltura de vidrio es tratada como un flujo de calor para simplificar el modelo. La absorción solar sobre el cristal es un fenómeno de generación de calor y es una función del espesor del vidrio. 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:

$$Q_{5SolAbs} = Q_i \cdot \eta_{env} \cdot \alpha_{env} \quad (4.28)$$

Con

$$\eta_{env} = \varepsilon'_1 \cdot \varepsilon'_2 \cdot \varepsilon'_3 \cdot \varepsilon'_4 \cdot \varepsilon'_5 \cdot \varepsilon'_6 \cdot \rho_{cl} \cdot K \quad (4.29)$$

Donde,

Q_i = radiación solar por longitud de receptor (W/m)

η_{env} = eficiencia óptica efectiva del vidrio envolvente

α_{env} = absortancia del vidrio (Pyrex®)

K = modificador del ángulo de incidencia (definido en la ecuación 4.27)

Todos los términos en la ecuación 35, a excepción de K, son de la Tabla 4.4. El término radiación solar (Q_i) 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.

- **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. La ecuación para la absorción solar en el absorbedor es la siguiente:

$$Q_{3SolAbs} = Q_i \eta_{abs} \alpha_{abs} \quad (4.30)$$

Con

$$\eta_{abs} = \eta_{env} \tau_{env} \quad (4.31)$$

Siendo

η_{abs} = eficiencia óptica efectiva del tubo metálico

α_{abs} = absorptancia del tubo metálico

τ_{env} = transmitancia del vidrio envolvente

En la ecuación 4.31, η_{env} es el mismo valor que se muestra en el punto anterior. Una vez más, todos los términos en ambas ecuaciones se suponen que son independientes de la temperatura.

- **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].

$$\dot{q}'_{cond,bracket} = \sqrt{\bar{h}_b \cdot P_b \cdot k_b \cdot A_{cs,b} \cdot (T_{base} - T_6)} / L_{tubo} \quad (4.32)$$

Donde

h_b = coeficiente de convección medio del apoyo (W/ m²-K)

P_b = perímetro del apoyo (m)

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

$A_{cs,b}$ = mínima sección transversal del apoyo (m²)

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

L_{tubo} = 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 0.003175m (1.613E-4 m²), 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 4.32 depende de la velocidad del viento. Si no hay viento ($\leq 0,1$ m/s), el coeficiente de película se estima a partir de las correlaciones de flujo externo de convección natural. Si hay viento ($> 0,1$ m / s), el coeficiente de película se calcula con la correlación de convección forzada. 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/m²-K para la convección libre y 25-250 W/m²-K para convección forzada.

Una vez caracterizados todos los flujos de calor el sistema de ecuaciones formado por estos y los balances queda definido. Se procede por tanto a la definición de los rendimientos

- Rendimiento global

$$\eta = \frac{Q_{1-2,conv}}{Q_i} \quad (4.33)$$

- Rendimiento óptico efectivo

$$\eta_{optico} = \eta_{abs} \cdot \alpha_{abs} + \eta_{env} \cdot \alpha_{env} \quad (4.34)$$

- Rendimiento del absorbedor

$$\eta = \frac{Q_{1-2,conv}}{Q_i \cdot \eta_{abs}} \quad (4.35)$$

5 ANÁLISIS DE MODELO DETALLADO

En este punto se detallará la solución del sistema planteado en el apartado anterior y sus múltiples variaciones de cara a obtener unas conclusiones sobre el funcionamiento del sistema y su variación ante la modificación de distintos parámetros. Para el cálculo se ha utilizado EES (Engineering Equation Solver). Entre sus funciones, además de resolver el sistema de ecuaciones, se encuentra el cálculo de los coeficientes convectivos (h) a partir de correlaciones internas y el aporte de las propiedades termodinámicas del aire y el fluido térmico Therminol_VP1.

5.1 Solución general del caso base

Se comienza por presentar el modelo de ensayo o caso base en el que se detallan los datos de partida y las ecuaciones que caracterizan al sistema. Este modelo está dividido en secciones, en primer lugar, de datos de entrada de los distintos componentes del sistema (geometría solar y del captador, propiedades del fluido térmico, del fluido de la corona circular, del tubo absorbedor, de la cubierta de vidrio y del aire exterior), en segundo lugar, los balances de energía, y por último la caracterización mediante ecuaciones de transferencia de calor de cada uno de los flujos que aparecen en dicho balance.

Se ha de mencionar que ciertas líneas del modelo (las que comienzan con Call) representan llamadas a funciones internas para el cálculo de coeficientes convectivos de transferencia, que se encuentran recogidas en la base de datos de EES. Además, a la hora de calcular las propiedades del fluido térmico se ha usado la base de datos sobre fluidos calorportadores que da EES escogiendo en nuestro caso el Therminol_VP1.

El modelo tras la simulación bajo esas condiciones presenta un rendimiento del 87,93% en el absorbedor, siendo el rendimiento global un 45,6%.

La lista de ecuaciones se muestra en el Anexo I.

5.2 Obtención de modelo simplificado

Tras solucionar el caso de ensayo se procede a la obtención de las curvas características de funcionamiento del sistema en diferentes condiciones de operación. Para ello se realiza una parametrización de los resultados obtenidos en un rango de variación de las variables características. Las condiciones de operación están referidas a la temperatura de entrada del fluido térmico y las condiciones ambientales (Temperatura e Irradiancia).

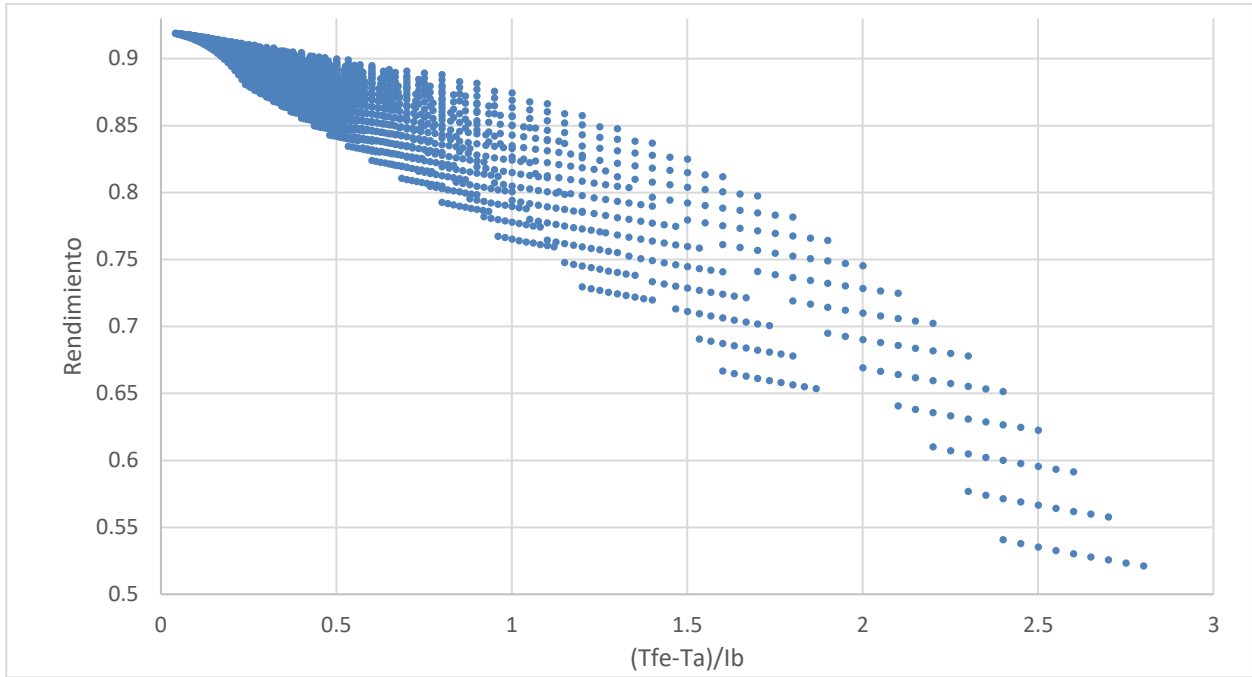
En el caso de ensayo se ha partido del siguiente estado:

- Temperatura de entrada del fluido térmico 290°C
- Temperatura ambiente 25°C
- Irradiancia directa 1000 W/m²

Para la obtención de las curvas se han simulado distintos puntos de funcionamiento combinando distintas situaciones ambientales con puntos de operación (temperatura de entrada del fluido). La variación de parámetros contemplada es la siguiente:

- Temperatura de entrada del fluido térmico entre 90°C y 290°C con un salto de 10°C
- Temperatura ambiente entre 10°C y 50°C con un salto de 5°C
- Irradiancia solar entre 100 W/m² y 1000 W/m² con un salto de 50 W/m²

Con esta variación de parámetros se obtienen un total de 3591 puntos simulados. Tras su simulación se obtiene una dispersión de resultados que se concentran en torno a rendimientos del orden de 80-90%. Estos corresponden a valores altos de irradiancia puesto que se obtienen para valores bajos del eje X. La dispersión de puntos de funcionamiento se muestra en la gráfica 2. De esta se obtiene que el rendimiento crece al aumentar la radiación solar y la temperatura ambiente, es decir en condiciones climáticas cálidas y poco nubosas y en las horas centrales del día (en las que el ángulo de incidencia es menor).



Gráfica 2. Dispersión de puntos de funcionamiento.

También se observa que el rendimiento decrece con el aumento de la temperatura de entrada del fluido, lo que se debe principalmente a la dependencia de las propiedades del fluido térmico con la temperatura. En este caso el fluido usado es Therminol_VP1 que posee un calor específico dependiente de la temperatura de la siguiente forma

Therminol_VP1	Temperatura (°C)	25	150	250	400
	Cp (kJ/kg·K)	1.56	1.91	2.18	2.63

Tabla 10. Calor específico del Therminol_VP1 en función de su temperatura.

La variación del calor específico se traduce en que el fluido térmico requiere de más energía para elevar su temperatura cuando se encuentra a 200°C que cuando se encuentra a 100°C.

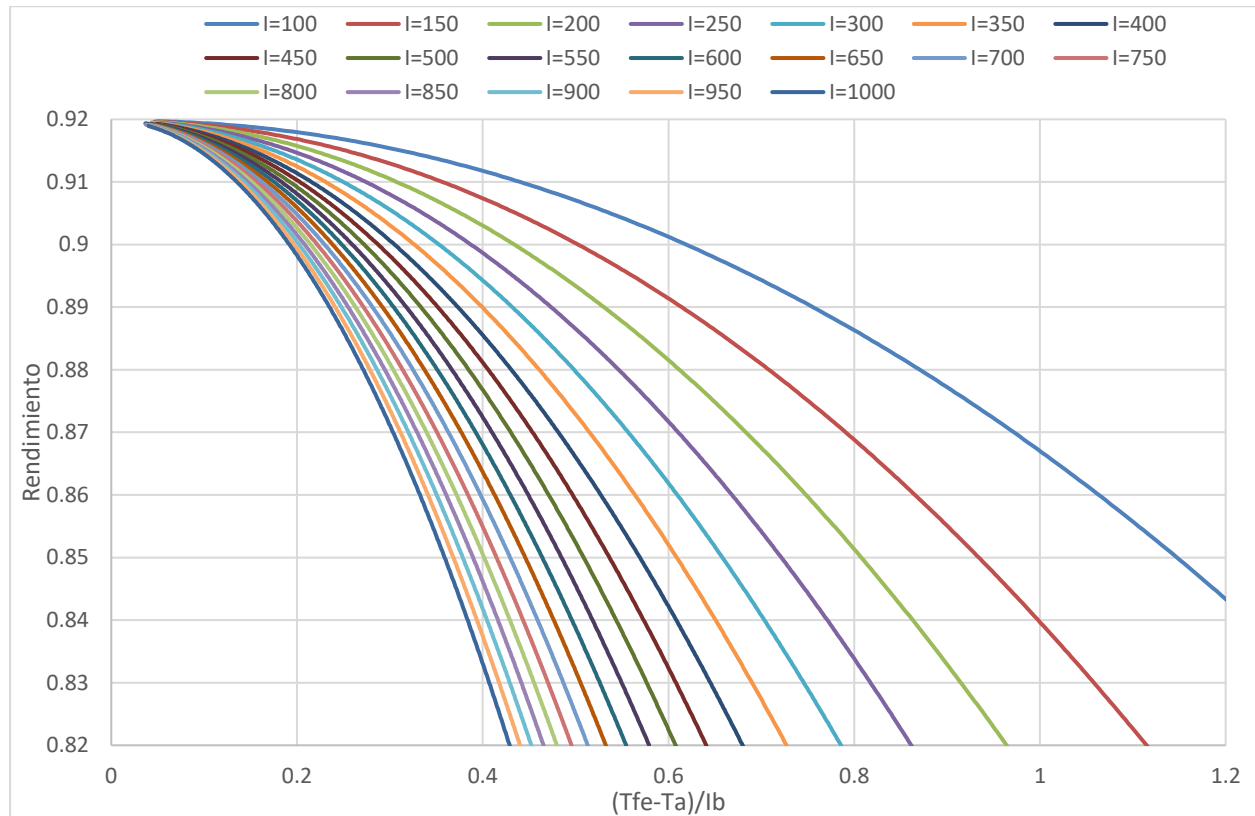
Una vez analizada la simulación y la veracidad y sentido físico de sus resultados, se procede a la presentación de las curvas características de funcionamiento. Partiendo de la nube de puntos se realiza una regresión lineal de tercer orden con la siguiente forma:

$$\eta = a_0 + a_1 \cdot \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_b} + a_2 \cdot I_b \cdot \left(\frac{(T_{fe} - T_a)}{I_b}\right)^2 \tag{5.1}$$

La regresión obtenida presenta los siguientes parámetros:

- $a_0 = 0.919737051$
- $a_1 = 0.001951465$
- $a_2 = -0.00054664$
- $R^2 = 98.05\%$ Coeficiente de determinación.

A partir de estos parámetros se construyen las curvas que dan como resultado la gráfica 3.



Gráfica 3. Curva de rendimiento para distintos valores de radiación

5.3 Corrección por caudal

Los resultados de la simulación presentados en la gráfica anterior corresponden a distintas condiciones de operación del sistema, pero hay un parámetro que se ha mantenido constante y que modifica el comportamiento del modelo. Este parámetro es el caudal, cuyo valor de ensayo es $10 \text{ m}^3/\text{h}$.

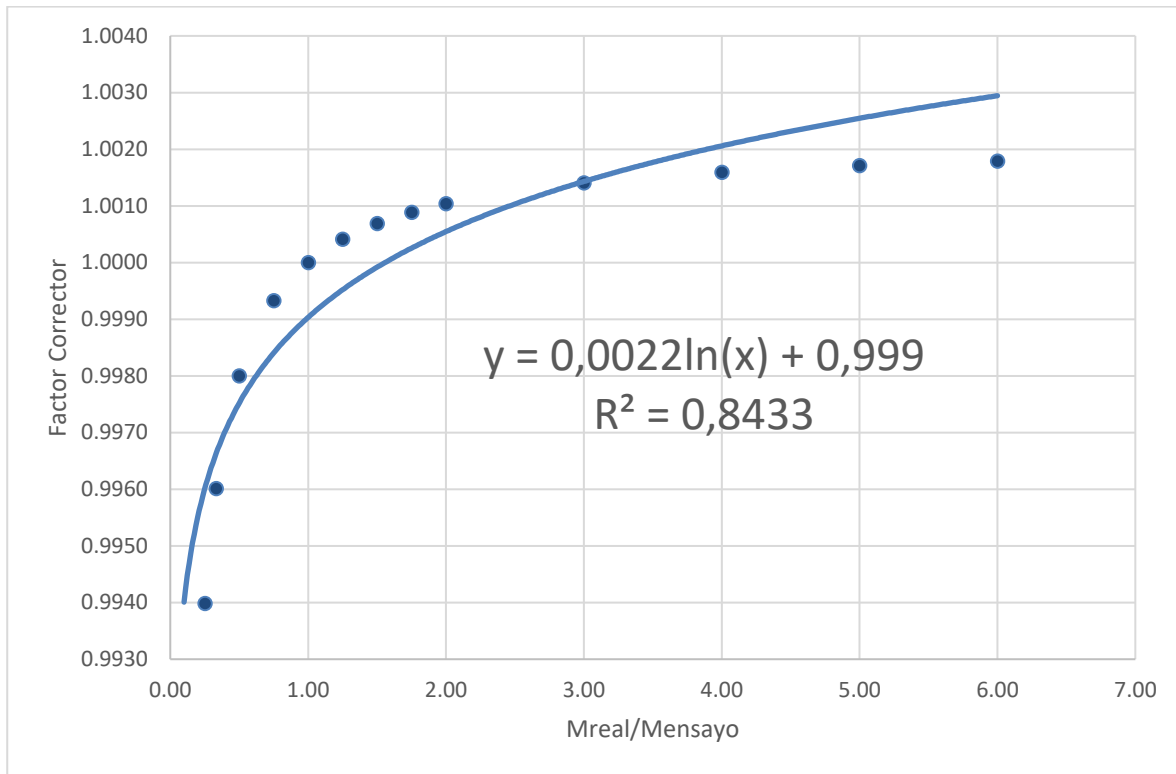
En este apartado se analizará la influencia de su variación y se obtendrán los factores necesarios para corregir cada uno de los coeficientes (a_0 , a_1 , a_2) de la ecuación de rendimiento (5.1). Para ello se ha simulado el sistema anterior con distintos valores de caudal, y se ha sometido dicho caudal a distintas condiciones de operación con la finalidad de obtener una regresión lineal para cada uno de los valores de caudal.

Una vez obtenida la regresión para cada caso, siguiendo el procedimiento explicado en el apartado anterior, se obtienen los factores de corrección de cada coeficiente por comparación:

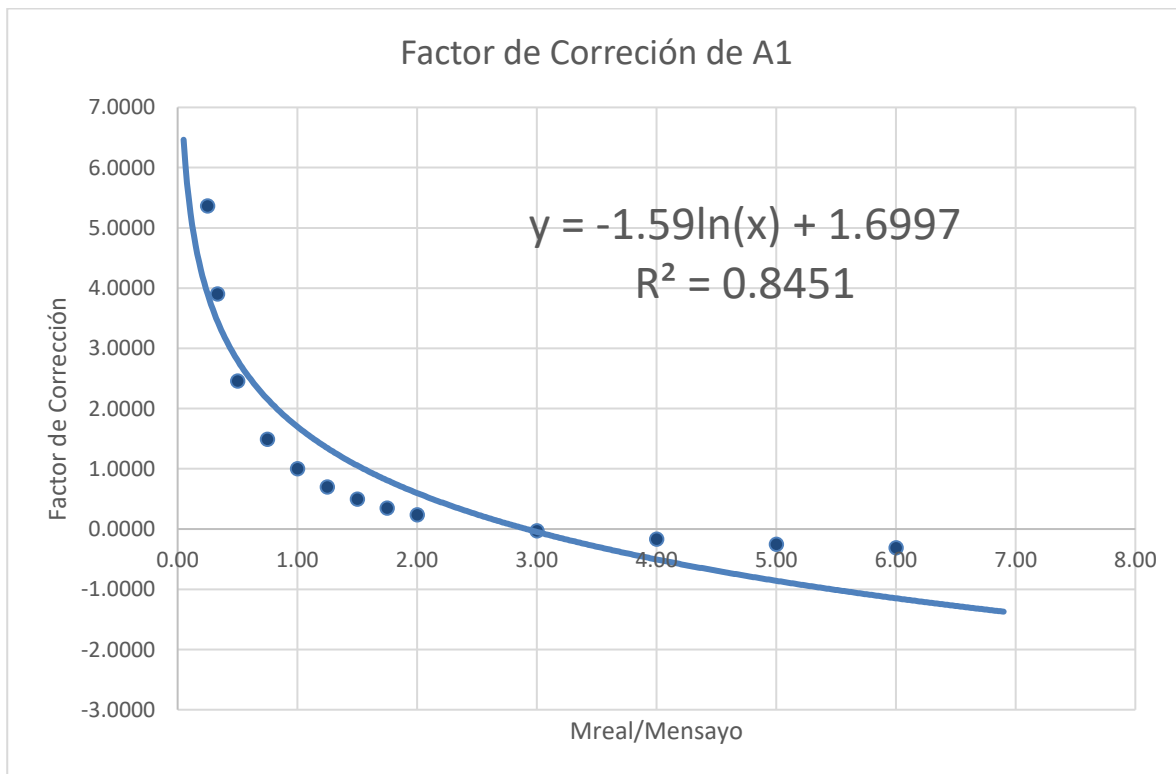
$$F_{c) a_x} = \frac{a_{x_{real}}}{a_{x_{ensayo}}} \quad (5.2)$$

Siguiendo este criterio se obtiene una curva para cada uno de los coeficientes en función de la relación entre el caudal real y el de ensayo. En las gráficas X X X se presenta dicha curva polinómica de tercer grado, que resulta la aproximación más exacta a los resultados obtenidos. Por tanto, para conocer los factores de corrección de los coeficientes de la curva de rendimiento basta sustituir la relación de caudales en dicha curva

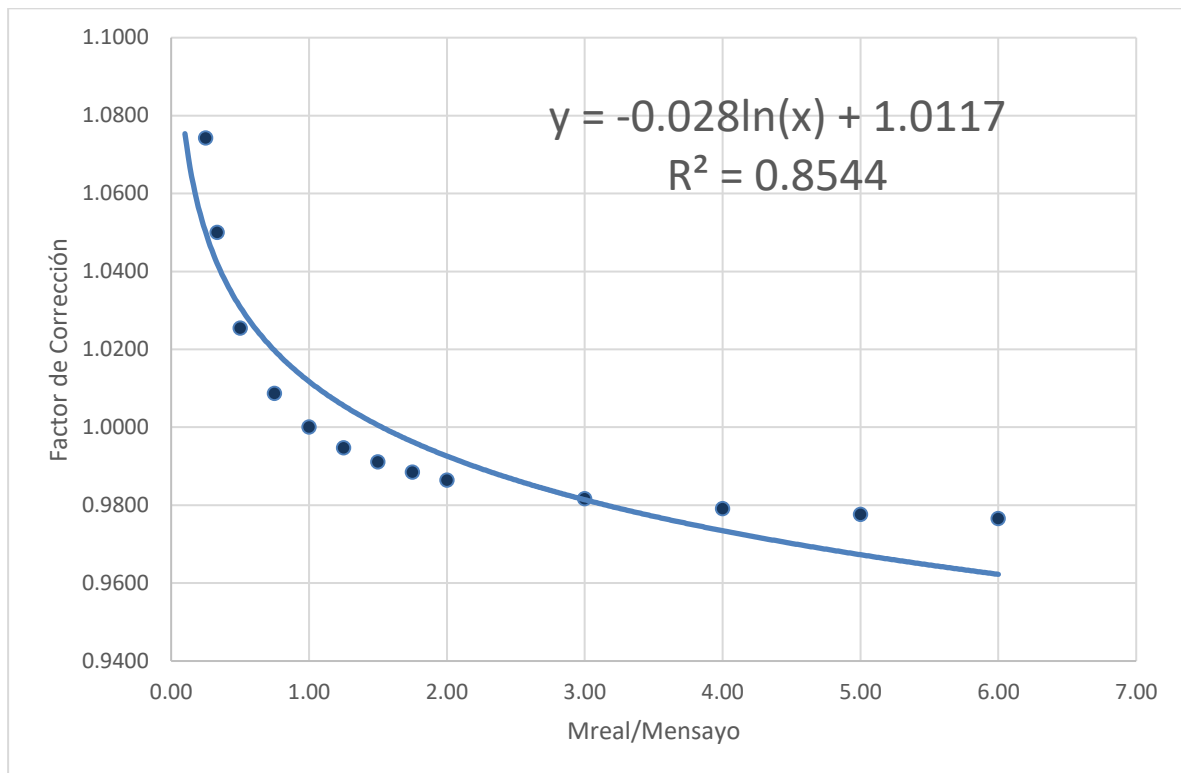
polinómica. Una vez obtenidos los factores de corrección el nuevo coeficiente (a_0 , a_1 , a_2) se calcula siguiendo la ecuación (5.2).



Gráfica 4. Corrección del término independiente de la curva de rendimiento en función del caudal



Gráfica 5. Corrección del parámetro de primer grado de la curva de rendimiento en función del caudal



Gráfica 6. Corrección del parámetro de segundo grado de la curva de rendimiento en función del caudal

En las gráficas 4, 5 y 6 se observa la obtención de la curva que nos dará el factor corrector en cada caso. Podemos observar que la precisión es cercana al 85% haciendo una curva logarítmica, siendo esta la mejor opción. A partir de estos factores obtendremos la corrección de la regresión principal ante la variación de caudal.

Juntando el factor de corrección por caudal y el modificador por ángulo de incidencia el modelo simplificado queda de la siguiente forma:

$$\eta = a_0 + a_1 * \frac{(T_{in} - T_{amb})}{I} + a_2 * I * \left(\frac{(T_{in} - T_{amb})}{I} \right)^2 (+K + F_{c,caudal}) \quad (5.2)$$

Siendo:

- $a_0 = 0.919737051$
- $a_1 = 0.001951465$
- $a_2 = -0.00054664$
- $K =$ Modificador del ángulo de incidencia:

$$K = \cos(\theta) + 0.000884 \cdot \theta - 0.00005369 \cdot \theta^2$$
- $\theta =$ Ángulo de incidencia
- $F_{c,caudal} =$ Factor de corrección de caudal aplicado a cada parámetro de la regresión en su caso.

6 COMPARATIVA DE MODELOS

En este apartado para terminar se va a representar el error relativo entre el modelo detallado y el simplificado en distintos casos en función del parámetro que se considere variable en cada simulación. Es decir, se ha tomado como referencia un valor de las variables características del sistema y se ha ido variando una de ellas en distintas simulaciones. Esto nos permitirá observar con qué parámetro, ante su variación, cometeremos mayor error al usar el modelo simplificado.

Las variables características y el modelo de referencia mencionado previamente son:

Referencia		
Q. útil (kW)	2,336	
η	89,7%	
Tout (°C)	323,2	
Caudal (m ³ /s)	0,0027778	10 m ³ /h
Irradiación (W/m ²)	750	
T. ambiente (°C)	25	
T. fluido, in (°C)	190	
V. aire (m/s)	0.1	
Cp (kJ/(kg*K))	Therminolo VP_1	
θ rad solar (deg)	12h, 15 agosto Sevilla	

Tabla 11. Valores de referencia de parámetros característicos

En verde se destaca la solución del caso de referencia. Dichas variables serán en las que se comparará el error relativo antes mencionado. En azul se muestran los parámetros característicos y sus valores de referencia que serán fijos en todas las simulaciones excepto en el caso de ser el parámetro que se estudiará en cada caso.

En todos los casos a estudiar para interpretar la temperatura de salida del fluido a mayor escala se ha considerado una longitud de captador de 300m, aproximadamente la mitad de un lazo convencional de central térmica de concentración con tecnología de captador cilindro parabólico

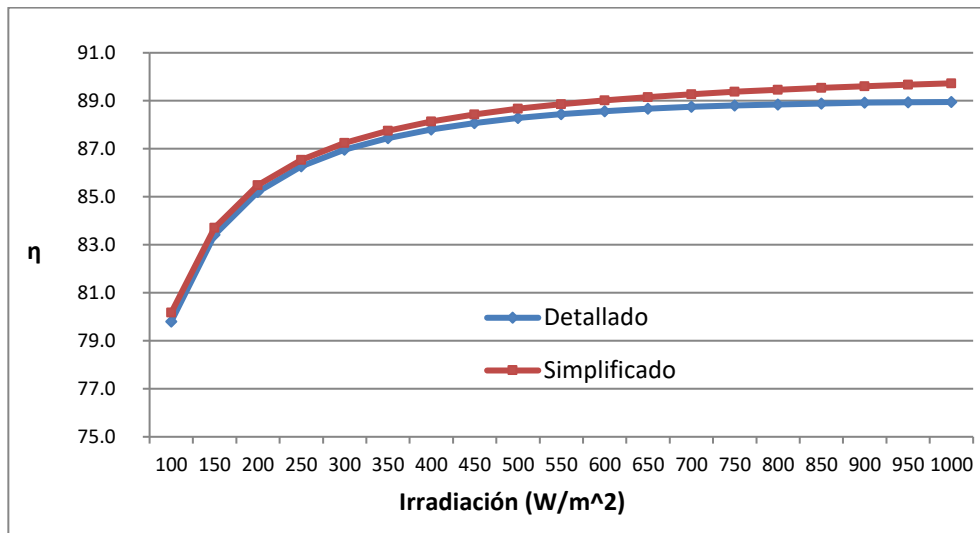
A continuación, se muestra dicho estudio estructurado de la forma ya mencionada. En primer lugar, se analizará la comparativa entre modelos para cada variable y finalmente se hará una comparativa general

6.1 Irradiación

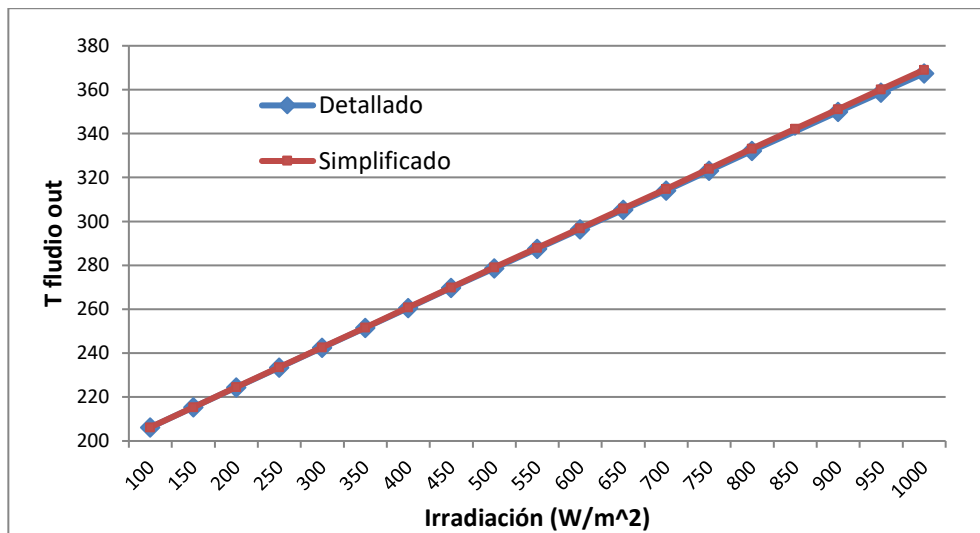
Para la radiación solar se contempla una variación con un salto de 50 de 100 a 1000 W/m², por lo que se obtienen 19 puntos. La diferencia entre las soluciones obtenidas entre modelos se prevén bajas debido a que la Irradiación es una variable contemplada en la regresión. En las gráficas 7, 8 y 9 se puede observar la similitud entre los modelos.

En este caso el valor medio de error relativo obtenido es para cada caso:

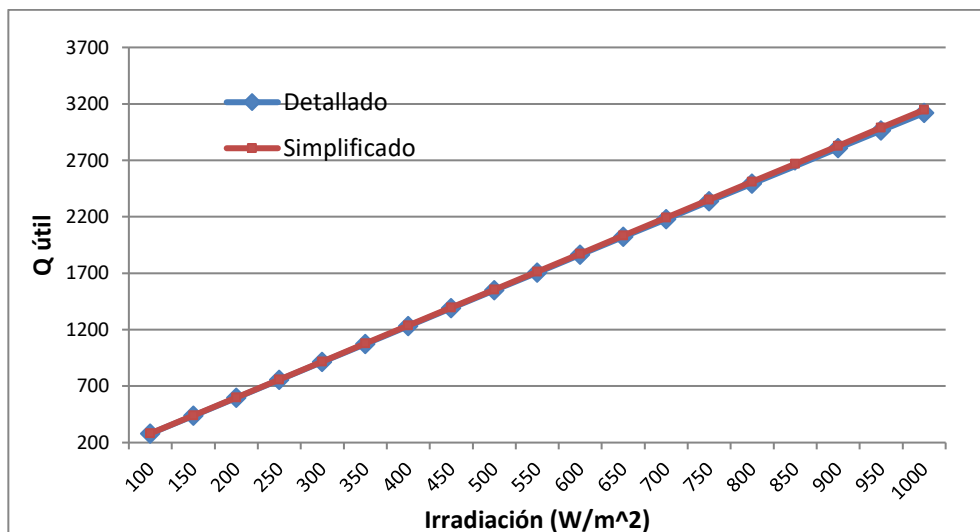
- Rendimiento: 0,53%
- Q útil: 0,53%
- Tout: 0,18%



Gráfica 7. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Irradiación



Gráfica 8. Comparación de modelos en Temperatura de salida ante variación de Irradiación



Gráfica 9. Comparación de modelos en Calor útil ante variación de Irradiación

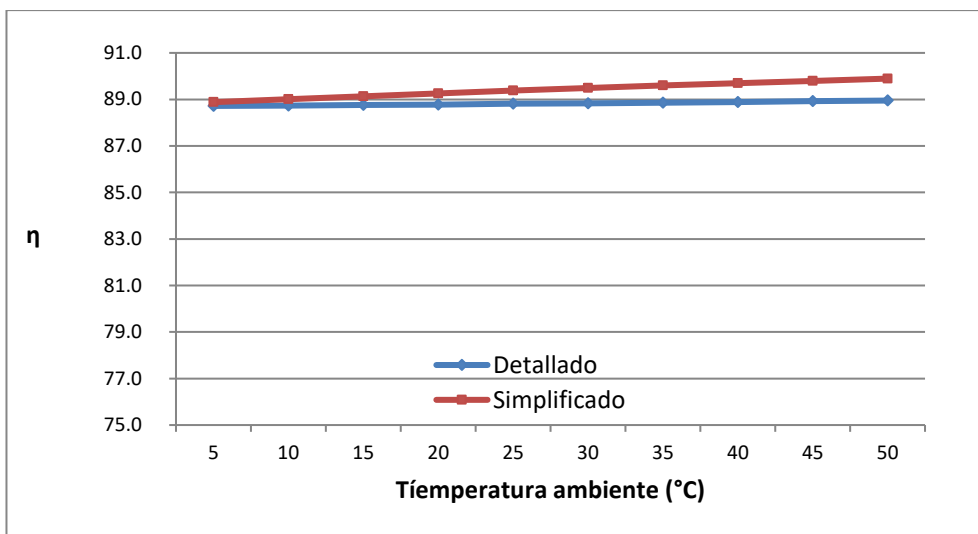
La irradiación presenta un error relativo medio del 0,41%, acorde con lo esperado.

6.2 Temperatura ambiente

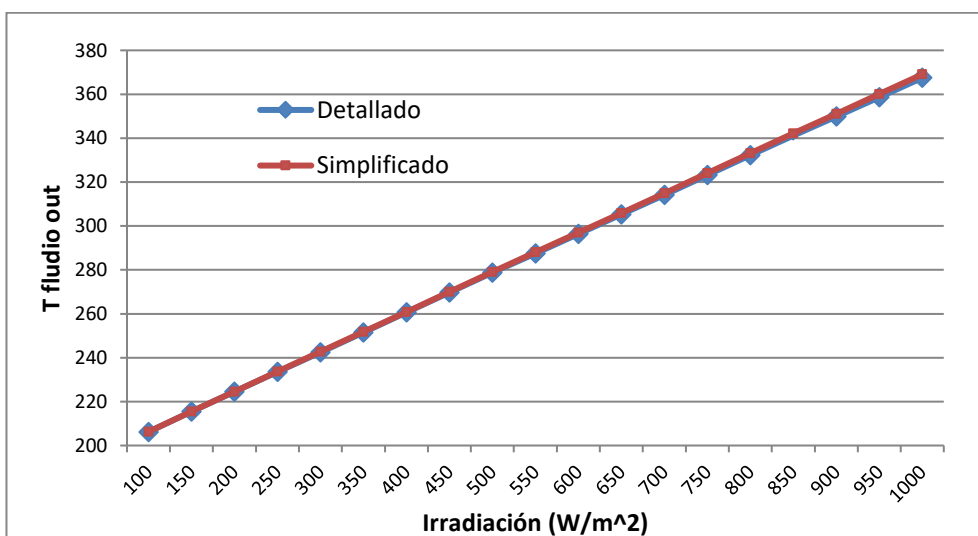
Para la temperatura ambiente la variación tiene un salto de 5 de 5 a 50 °C, por lo que se obtienen 10 puntos. Al igual que con la radiación se puede deducir que el error cometido será previsiblemente bajo. En las gráficas 10, 11 y 12 se puede observar la similitud entre los modelos.

En este caso el valor medio de error relativo obtenido es para cada caso:

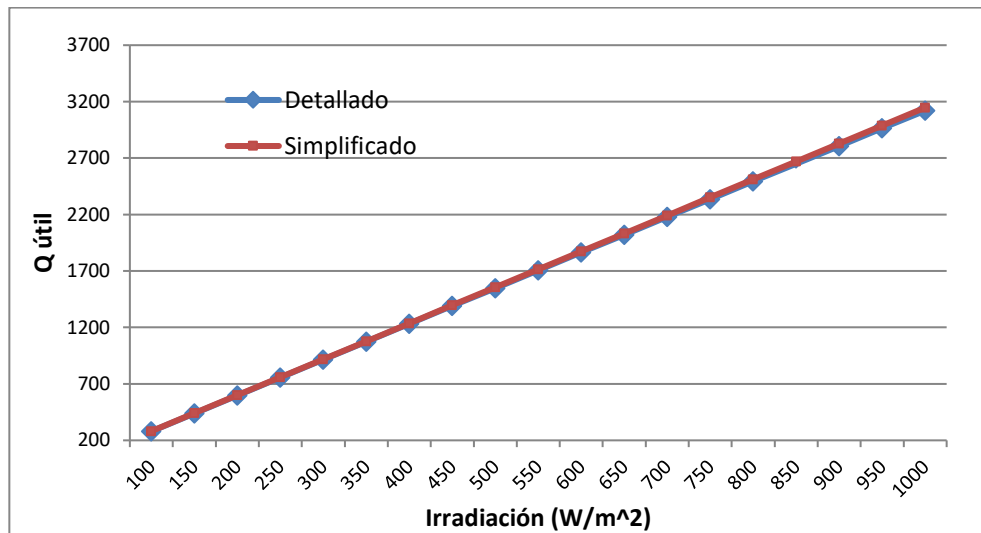
- Rendimiento: 0,66%
- Q útil: 0,67%
- Tout: 0,28%



Gráfica 10. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Temperatura ambiente



Gráfica 11. Comparación de modelos en Temperatura de salida ante variación de Temperatura ambiente



Gráfica 12. Comparación de modelos en Calor útil ante variación de Temperatura ambiente

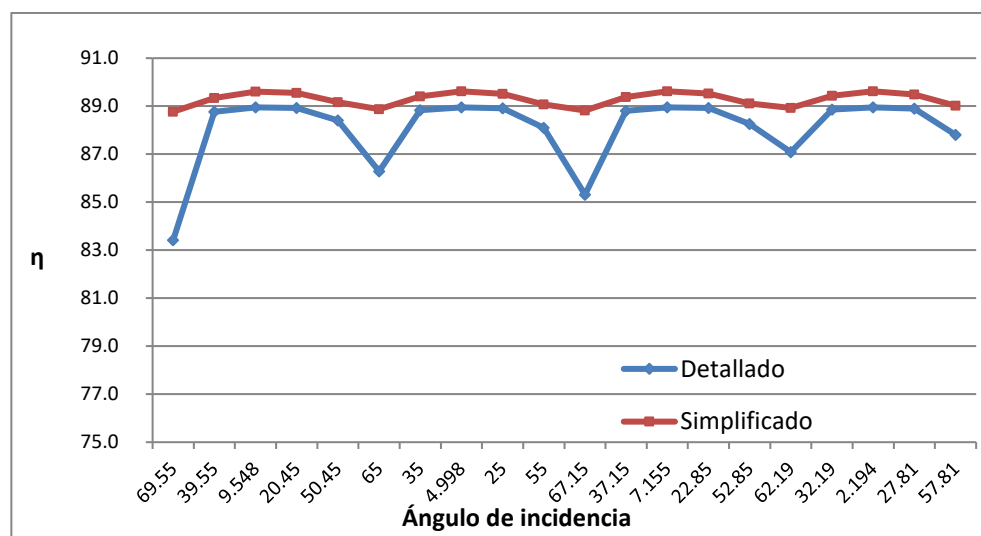
La temperatura ambiente presenta un error relativo medio del 0,54%, acorde con lo esperado.

6.3 Ángulo de incidencia

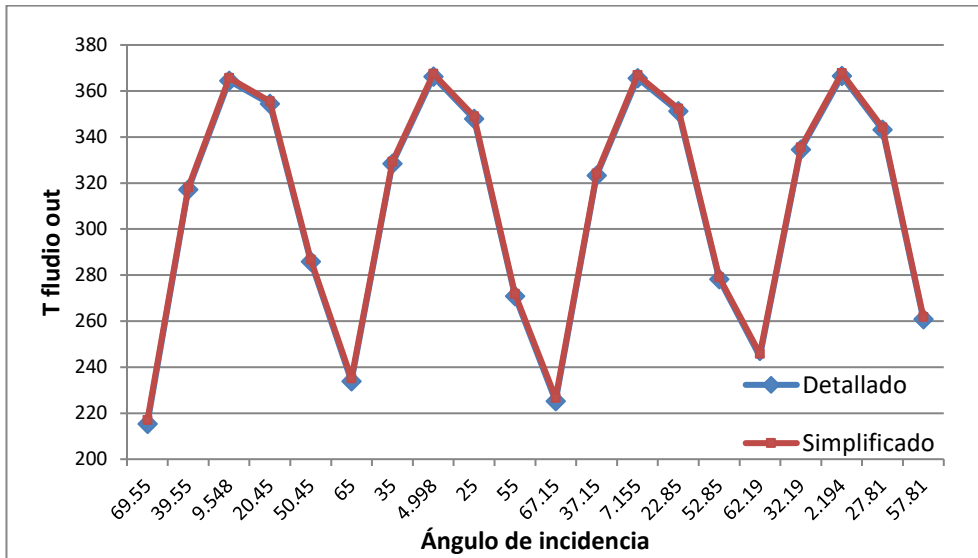
A la hora de simular la variación del ángulo de incidencia se seleccionan días característicos. En este caso se han escogido 4 días (15 febrero, 15 nayo, 15 agosto, 15 noviembre) que representan la variación de la altura solar y la duración de los días en función de las 4 estaciones. Además, para cada día se contempla la variación de la hora desde las 10 de la mañana a las 6 de la tarde 2 en 2 horas, por lo que se obtienen 20 puntos. La diferencia entre las soluciones obtenidas entre modelos tendrá un valor más alto que en los casos anteriores, aún contemplando la corrección introducida con el modificador del ángulo de incidencia. Dicha corrección es notable de todas maneras siendo el error sin usarla un 8% mayor. En las gráficas 13, 14 y 15 se representa la comparativa de modelos.

En este caso el valor medio de error relativo obtenido es para cada caso:

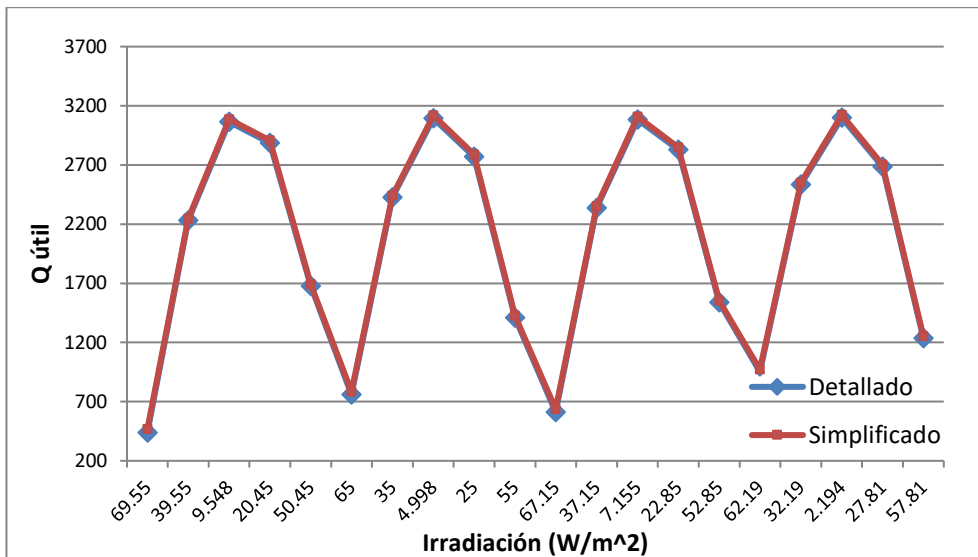
- Rendimiento: 1,41%
- Q útil: 1,42%
- Tout: 0,37%



Gráfica 13. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de ángulo de incidencia



Gráfica 14. Comparación de modelos en Temperatura de salida ante variación de ángulo de incidencia



Gráfica 15. Comparación de modelos en Calor útil ante variación de ángulo de incidencia

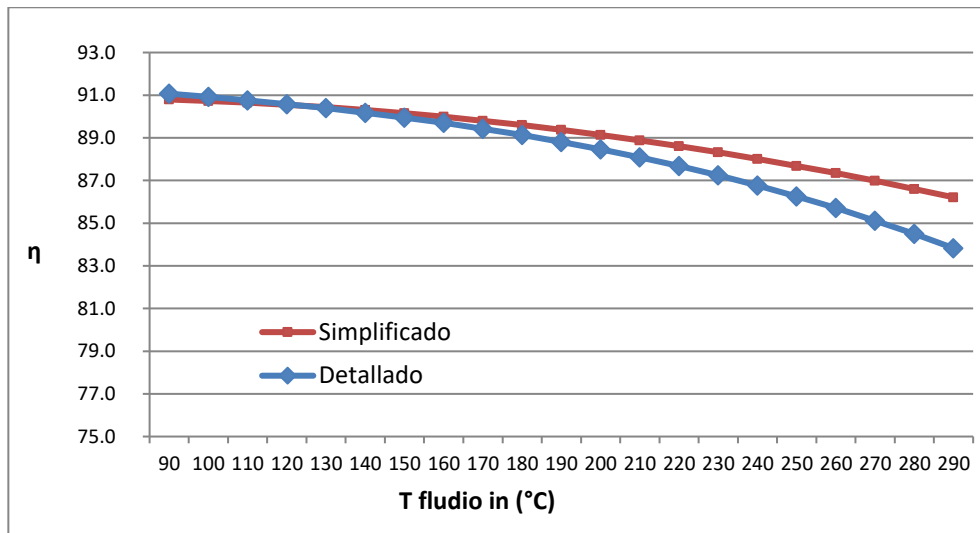
El ángulo de incidencia presenta un error relativo medio del 1,07 %, y un máximo de 1,41. Este error es significativamente más alto al obtenido en las variables anteriores pero el efecto del modificador del ángulo de incidencia atenúa el efecto de la variación y lo corrige. De esta forma se reduce a los valores ya mostrados, que se encuentran dentro de los valores admisibles.

6.4 Temperatura de entrada del fluido

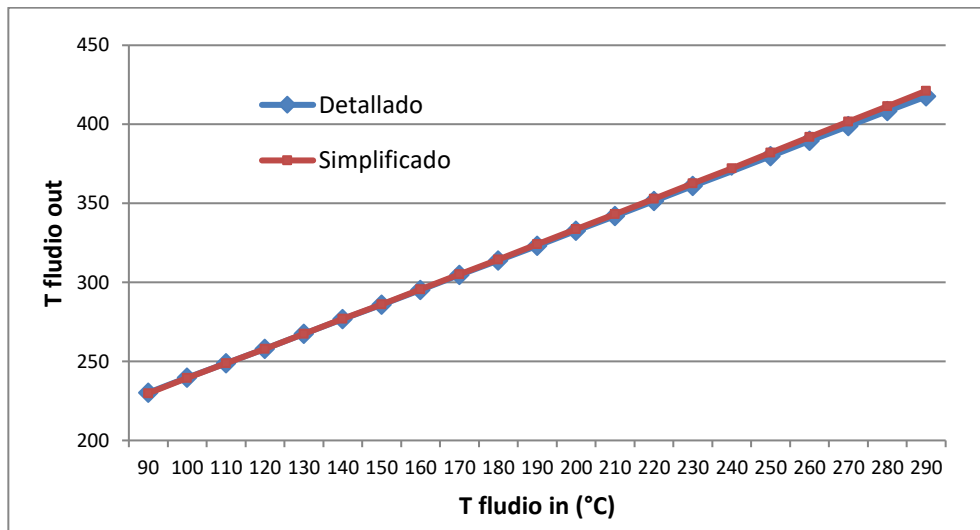
Para la temperatura de entrada del fluido se contempla una variación con un salto de 10 de 90 a 190 °C, por lo que se obtienen 21 puntos. La diferencia entre las soluciones obtenidas entre modelos será en principio de una magnitud similar al resto de variables contempladas en la regresión. La diferencia en este caso es que la variación de C_p es mayor que en las anteriores por los que el error podría aumentar. En las gráficas 16, 17 y 18 se presenta la comparación entre modelos.

En este caso el valor medio de error relativo obtenido es para cada caso:

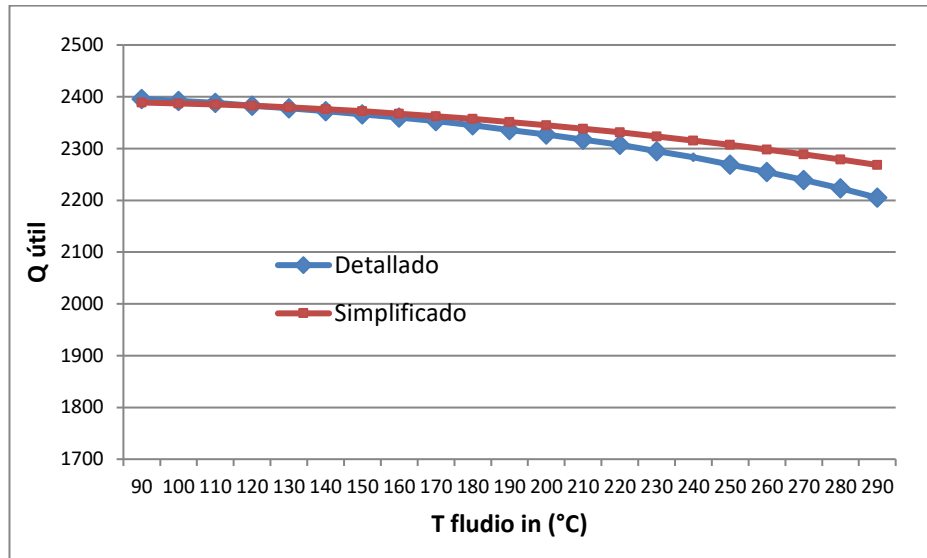
- Rendimiento: 0,93%
- Q útil: 0,94%
- Tout: 0,33%



Gráfica 16. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Temperatura de entrada



Gráfica 17. Comparación de modelos en Temperatura de salida ante variación de Temperatura de entrada



Gráfica 18. Comparación de modelos en Calor útil ante variación de Temperatura de entrada

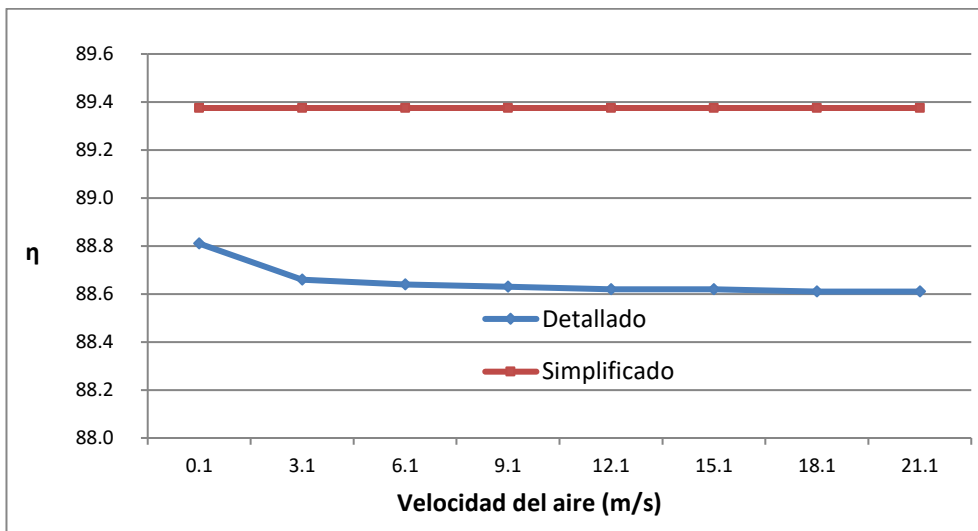
La temperatura de entrada del fluido presenta un error relativo medio del 0,73%, acorde con lo esperado.

6.5 Velocidad del aire

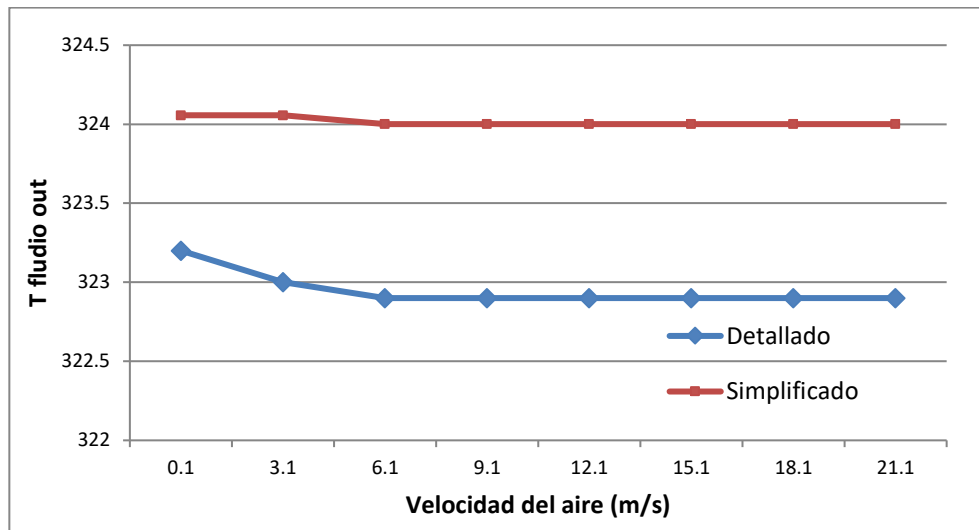
Para la velocidad del aire se simulan 8 casos con una variación de 3m/s entre ellos partiendo de 0.1 hasta 21.1 m/s. En este caso la diferencia entre ambos modelos podría ser notable, pero al ser pequeño el efecto de la variación de la velocidad del aire en las variables estudiadas el error tendrá un valor bajo aceptable, al igual que las anteriores. En las gráficas 19, 20 y 21 se representa la comparación de la solución en ambos casos.

En este caso el valor medio de error relativo obtenido es para cada caso:

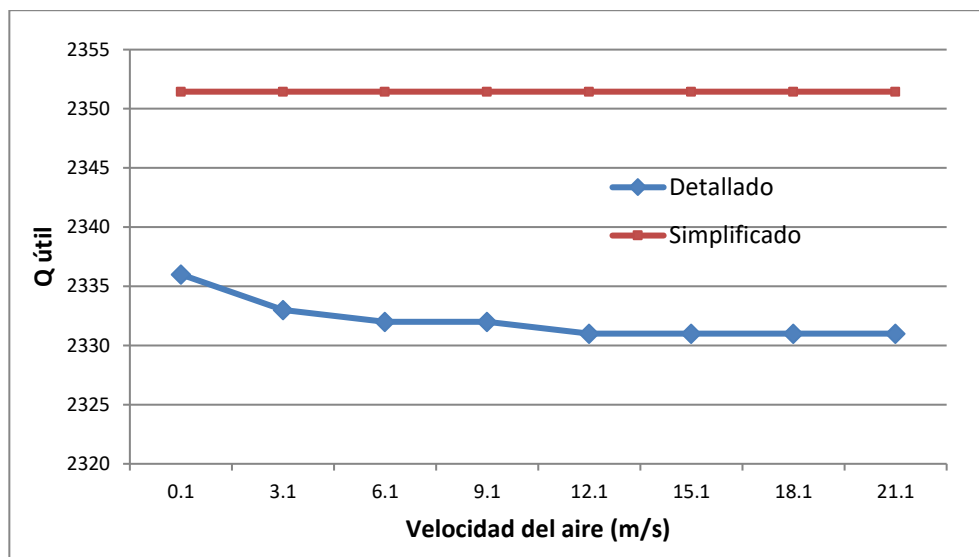
- Rendimiento: 0,82%
- Q útil: 0,83%
- Tout: 0,33%



Gráfica 19. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de Velocidad del aire



Gráfica 20. Comparación de modelos en Temperatura de salida ante variación de Velocidad del aire



Gráfica 21. Comparación de modelos en Calor útil ante variación de Velocidad del aire

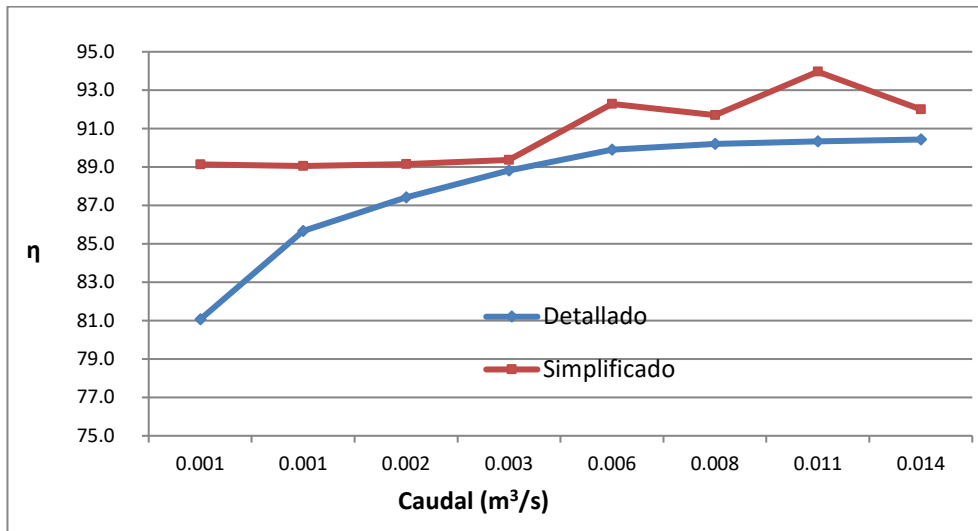
La velocidad del aire presenta un error relativo medio del 0,66%, en concordancia con el resto.

6.6 Caudal

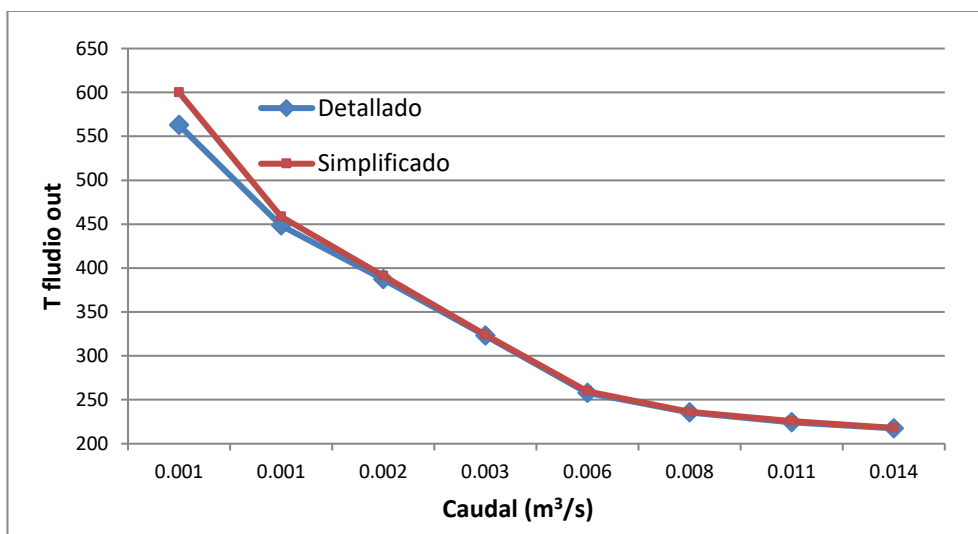
Para el caudal se contempla n valores inferiores al de referencia, un tercio, la mitad y dos tercios. Además, se contemplan cinco valores superiores más, el doble, el triple, el cuádruple y el quíntuple del caudal nominal, por lo que se obtienen 8 puntos, teniendo en cuenta el de referencia en la simulación. En este caso se incluyen los factores correctores de caudal que disminuyen el error cometido al usar el modelo simplificado, pero igualmente este será más notable debido a las grandes implicaciones de la variación del caudal en el modelo. En primer lugar, afecta al Calor específico en mayor proporción que la temperatura del fluido. Además, para valores bajos se obtendrán temperaturas muy altas que afectarán al funcionamiento del sistema. En las gráficas 7, 8 y 9 se puede observar la similitud entre los modelos.

En este caso el valor medio de error relativo obtenido es para cada caso:

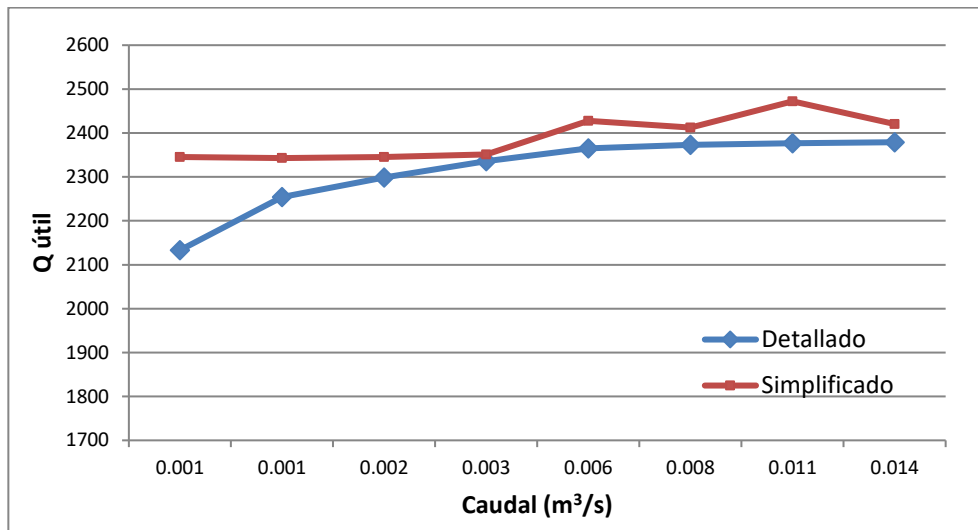
- Rendimiento: 3,33%
- Q útil: 3,33%
- Tout: 1,51%



Gráfica 22. Comparación de modelos en rendimiento ante variación de caudal



Gráfica 23. Comparación de modelos en Temperatura de salida ante variación de caudal



Gráfica 24. Comparación de modelos en Calor útil ante variación de caudal

El caudal presenta un error relativo medio del 2,77%, el más alto de todos los analizados hasta ahora y probablemente de todo el estudio. Esto se debe a que la precisión del modelo teórico falla a valores muy bajos y a que los factores de corrección son una aproximación.

6.7 Calor específico

Ara el calor específico se contempla la variación entre dos fluidos y por tanto habrá una variación de dos valores para observar el error cometido al usar en este caso agua. En cuanto al error cometido en este caso es difícil hacer una aproximación teniendo en cuenta que se ha variado el caudal volumétrico del agua de cara a que el caudal másico sea similar, y en total cercano a 2, 2 kg/s. Lo más posible es que se mantenga dentro del rango establecido por los casos anteriores, siendo el mínimo el de las variables contempladas en la regresión, y el máximo el de la variación de caudal.

En este caso el valor medio de error relativo obtenido es para cada caso:

- Rendimiento: 0,85%
- Q útil: 0,88%
- Tout: 0,904%

La irradiación presenta un error relativo medio del 0,7%, dentro del rango que se había previsto.

7 CONCLUSIONES

Este último apartado se dividirá en varios párrafos con relación a las distintas conclusiones sacadas a lo largo del trabajo a modo de síntesis que serán presentados tras un resumen del presente trabajo.

Para empezar este trabajo se ha realizado una introducción sobre el uso y aplicación de la energía solar y sus distintos modelos de captación. A continuación, se presenta la tecnología cilindro parabólica, que será el objeto de estudio de este proyecto. Después de repasar la variedad de modelos para cada uno de los componentes del captador solar cilindro parabólico se procede al modelado del sistema. En primer lugar, se caracteriza la geometría solar y el modelo teórico. Posteriormente se muestra el modelo matemático detallado que se resolverá para obtener el rango de soluciones que darán lugar al modelo simplificado. Para terminar, se realiza un análisis detallado de las soluciones junto con la obtención del modelo simplificado y el cálculo de ciertas correcciones en cuanto a variaciones que el modelo no contempla, como es el caso del caudal. Tras esto se realiza una comparativa del modelo teórico con el modelo simplificado en cuanto a los parámetros característicos del sistema para presentar el error relativo a la hora de usar el modelo simplificado. Una vez realizada la comparativa, en este momento se procede al desarrollo de las conclusiones.

Tras el estudio de las propiedades de las distintas tecnologías de generación energética renovable se escoge las centrales térmicas de concentración, por su alta capacidad de generación, fiabilidad y asentamiento. En particular se estudian y comparan las distintas posibilidades y se escoge la tecnología cilindro parabólica una vez más por ser la más fiable en el mercado de opciones y por sus altos valores de rendimiento a media/alta temperatura.

Llegados a este punto se comparan los materiales ópticos y de transmisión de calor, los fluidos térmicos y las condiciones ambientales para tratar de encontrar la ubicación y, sobre todo, la configuración óptima. De este estudio se obtiene la decisión de localizar el sistema en Sevilla, utilizar como fluido térmico el Therminol_VP1, una temperatura de uso entre 200 y 400 °C, con un caudal de 10 m³/h, tubo de acero y cubierta de vidrio Pyrex®. Todas basadas en sus propiedades. En primer lugar, grandes valores de radiación, y sobre todo buenas propiedades térmicas y ópticas de materiales y fluidos con un amplio rango de temperaturas de uso. Una vez seleccionado el sistema y simulado su funcionamiento en distintos casos se determinan las condiciones extremas de operación y se verifica el funcionamiento del sistema dentro de los parámetros admisibles.

Posteriormente y tras haber sacado la regresión que representa el modelo simplificado se realiza su comparación con el modelo detallado ante la variación de los parámetros característicos del sistema y se calcula el error relativo entre ambos modelos. Al finalizar el estudio se puede determinar que el modelo simplificado resulta una aproximación bastante exacta pues se obtiene un error relativo medio genérico de 0,91%. Esto verifica la capacidad de usar el modelo simplificado en la mayoría de casos. Esta media es un resultado bastante positivo, aunque se observen picos que se salen de esta representación. En ciertos valores de variación de caudal se obtienen errores de hasta el 9%. Para otras variables más típicas como la temperatura de entrada del fluido se alcanzan errores del 2, 8%, o con la variación del ángulo de radiación en la que se alcanzan valores del 4,1%. Es necesario destacar que los valores máximos de error se dan en casos extremos de simulación, como caudales muy bajos, ángulos de radiación muy altos.

REFERENCIAS

- [1] Soteris A. Kalogirou, Solar Energy Engineering: Processes and Systems.
- [2] Michael J. Wagner and Paul Gilman [NREL], Technical Manual for the SAM Physical Trough Model.
- [3] S.A: Klein and F.L.Alvarado, Engineering Ecuation Solver Manual
- [4] Maria José Montes Pita, Análisis y Propuestas de Sistemas Solares de Alta Exergía que Emplean Agua Como Fluido Calorífero
- [5] CSP Today GLocal Tracker, tracker.newenergyupdate.com/tracker/projects
- [6] Eastman Chemical Company or its subsidiaries, www.therminol.com
<http://www.eastman.com/Pages/Solutia.aspx>
- [7] International Energy Agency, www.iea.org/statistics
- [8] Carmen Paredes Velasco, Diseño de captador solar cilindro parabólico para aplicaciones rurales en Paraguay. Septiembre 2012
- [9] Agencia andaluza de la energía <https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/>
- [10] <https://www.fluido-termico.com/fluidos-termicos/>
- [11] https://es.wikipedia.org/wiki/Concentrador_solar
- [12] <http://torresolenergy.com/tecnologias/captadores-cilindroparabolicos/>
- [13] <http://www.afinidadelectrica.com.ar/articulo.php?IdArticulo=189>
- [14] <http://www.sc.edu/es/sbweb/energias-renovables/temas/termoelectrica/revision/revision.html>
- [15] <http://www.renovetec.com/333-centrales-termosolares-ccp-fundamentos-tecnicos-principales-equipos-y-sistemas>
- [16] <https://www.seia.org/initiatives/concentrating-solar-power>
- [17] <http://www.abengoasolar.com/>
- [18] <http://renewablengineering.blogspot.com.es/2011/05/planta-solar-termoelectrica-de-50-mw.html>
- [19] <https://www.energy.gov/eere/solar/solar-energy-technologies-office>
- [20] <http://fchart.com/ees/>
- [21] Análisis térmico de un tubo absorbedor compuesto. Alejandro torres, Raúl Lugo, Juan M. Zamora y Javier Gutiérrez. Universidad Autónoma Metropolitana-Iztapalapa. México.
- [22] http://opex-energy.com/termosolares/centrales_termosolares.html
- [23] <http://www.psa.es/es/instalaciones/parabolicos/diss.php>
- [24] Proyecto Fin de Carrera: Central Termosolar de 50 MW en Murcia con Colectores Cilindro Parabólicos,

Miguel Ángel Guillamón López 2012.

[25] http://vidrasa.com/esp/productos/duran/duran_pf.html

[26] Datasheet Schott PTR 7.0 Receivers.

[27] https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/parabolic_trough.cfm

Anexo I: Proyectos de tecnología cilindro parabólica en el mundo.

El estado de funcionamiento se clasifica en 4 tipos: Op., operación; Co, en construcción; Des, en desarrollo; y CN, actualmente no funcionando.

Nombre	País	Potencia (MW)	Estado	Año inicio	Captador	Espejo	Fluido	Colector
Aalborg	Dinamarca	16.6	Op.	2016	Aalborg CSP	Aalborg CSP	Aalborg CSP	Aalborg CSP
Abhijeet	India	50	Co	2015	Ener-t International Ltd ES-3.5	Rioglass	Therminol	Siemens UVAC 2010
Agua prieta II	México	12	Co	2014	Abengoa Solar (ASTRO)	Rioglass	Thermal Oil	-
Airlight	Marruecos	3	Op.	2014	Airlight	Pneumatic mirror	Aire ambiente	Airlight
Andasol I	España	50	Op.	2008	Skal- ET	Flabeg RP3	Dowtherm A	Schott PTR70
Andasol II	España	50	Op.	2009	Skal- ET	Flabeg RP3	Dowtherm A	Schott PTR70
Andasol III	España	50	Op.	2011	Skal- ET	Rioglass	Thermal Oil	-
Archimede	Italia	5	Op.	2010	ENEA	Ronda Reflex	Molten salt	Archimede
Arcosol 50	España	49.9	Op.	2011	SenerTrough	-	Diphenyl Oxide	-

Arenales	España	50	Op.	2013	Siemens SunField 6	-	Diphenyl Oxide	Siemens UVAC 2010
Ase Demo	Italia	0.35	Op.	2013	-	-	Molten salt	-
Ashalim	Israel	110	Des	2018	-	-	-	-
Aste 1A	España	50	Op.	2012	SenerTrough	Flabeg RP3	Dowtherm A	Siemens UVAC 2010
Aste 1B	España	50	Op.	2012	SenerTrough	Flabeg RP3	Dowtherm A	Siemens UVAC 2010
Astexol II	España	50	Op.	2012	Skal- ET	-	Thermal Oil	-
Bokpoort	Sudáfrica	50	Op.	2016	SenerTrough	Flabeg RP3	Dowtherm A	Schott PTR70
Borges	España	25	Op.	2012	Siemens SunField 6	-	Thermal Oil	Siemens UVAC 2010
Casablanca	España	50	Op.	2013	SenerTrough	Flabeg RP3	Diphenyl Oxide	Solel UVAC
Chabei	China	64	Des	-	-	-	-	-
City of Medicine Hat	Canadá	1.1	Op.	2014	SkyTrhough	-	Xceltherm SST	-
Colorado Integrated Solar Project	US	2	CN	2012	-	-	Xceltherm SST	-
Delingha	China	50	Co	2017	-	-	Thermal Oil	-
Dewa	Dubái	600	Des	2020	-	-	Thermal Oil	-
Diwakar	India	100	Co	2013	SenerTrough	-	-	-
Enerstar	España	50	Op.	2013	SenerTrough	Flabeg RP3	Thermal Oil	Schott PTR70

Extresol-1	España	50	Op.	2010	SenerTrough	Flabeg RP3	Diphenyl Oxide	Schott PTR70
Extresol-2	España	49.9	Op.	2012	SenerTrough	Flabeg RP3	Diphenyl Oxide	Solel UVAC
Extresol-3	España	50	Op.	2012	SenerTrough	Flabeg RP3	Diphenyl Oxide	Solel UVAC
Gansu Akesai	China	50	Des	-	-	-	Molten salt	-
Genesis Solar	US	250	Op.	2014	SenerTrough	Flabeg RP3	Dowtherm A	-
Godawari	India	50	Op.	2013	Skal- ET	Flabeg RP3	Dowtherm A	Schott PTR70
Gujarat	India	28	Co	2014	Skal- ET	Flabeg RP3	Diphenyl Oxide	Schott PTR70
Gulang	China	100	Des	-	-	-	-	-
Guzmán	España	50	Op.	2012	SenerTrough	Flabeg RP3	Dowtherm A	Schott PTR70
Helioenergy 1	España	50	Op.	2011	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Helioenergy 2	España	50	Op.	2012	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Helios I	España	50	Op.	2012	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Helios II	España	50	Op.	2012	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Xceltherm MK1	Schott PTR70
Holaniku	US	2	CN	2009	SOp.oNova	-	Xceltherm 600	-

Ibersol	España	50	Op.	2009	Iberdrola	Flabeg RP3	Dowtherm A	Schott PTR70
Ilanga I	Sudáfrica	100	Des	2020	SenerTrough	-	Thermal Oil	-
Ain Beni Mathar	Marruecos	20	Op.	2012	Abengoa Solar (ASTRO)	Rioglass	Therminol	Schott PTR70
Duba 1	Arabia Saudí	43	Co	2017	Ultimate Trough	Flabeg RP3	Thermal Oil	-
Hassi R'mel	Argelia	20	Op.	2011	Abengoa Solar (ASTRO)	Rioglass	Thermal Oil	Schott PTR70
Kuraymat	Egipto	20	Op.	2011	Skal- ET	Flabeg RP3	Therminol	Schott PTR70
Kathu	Sudáfrica	100	Op.	2018	-	-	Thermal Oil	-
Kaxu	Sudáfrica	100	Op.	2015	Abengoa Solar E2	Rioglass	Thermal Oil	Schott PTR70
KVK	India	100	Co	2013	SenerTrough	-	Synthetic Oil	-
La Africana	España	50	Op.	2012	SenerTrough	-	-	-
La dehesa	España	49.9	Op.	2011	SAMCA-Trough	Rioglass	Diphenyl Oxide	Schott PTR70
La Florida	España	50	Op.	2010	SAMCA-Trough	Rioglass	Diphenyl Oxide	Schott PTR70
La Risca	España	50	Op.	2009	Acciona SGNX-2	Flabeg RP2	Diphenyl Oxide	-
Lebrija 1	España	50	Op.	2011	-	-	Therminol	-
Majadas	España	50	Op.	2010	Acciona SGNX-2	-	Diphenyl Oxide	-

Manchasol1	España	49.9	Op.	2011	SenerTrough	Flabeg RP3	Diphenyl Oxide	Schott PTR70
Manchasol2	España	50	Op.	2011	SenerTrough	Flabeg RP3	Diphenyl Oxide	Schott PTR70
Martin Next generation	US	75	Op.	2010	Gossamer LAT1	-	Dowtherm A	Solel UVAC
Megha Solar	India	50	Op.	2014	Albiosa AT-150	-	Xceltherm MK1	Siemens UVAC 2010
Mojave	US	280	Op.	2014	Abengoa Solar (ASTRO)	Rioglass	Therminol	Schott PTR70
Moron	España	50	Op.	2012	-	-	Thermal Oil	-
National Solar Termal Power Facility	India	1	Op.	2012	Shrijee Structures	Rioglass	Therminol	Schott PTR70
Nevada Solar One	US	75	Op.	2007	Acciona SGNX-2	Flabeg RP3	Dowtherm A	Schott/Solel
NOOR I	Marruecos	160	Op.	2015	SenerTrough	Flabeg RP3	Dowtherm A	-
NOOR II	Marruecos	200	Op.	2018	-	-	Thermal Oil	-
Olivenza 1	España	50	Op.	2012	Siemens SunField 6	Saint Gobain	Thermal Oil	Siemens UVAC 2010
Orellana	España	50	Op.	2012	SenerTrough	-	Thermal Oil	-
Palma del Río I	España	50	Op.	2011	Acciona SGNX-2	-	Diphenyl Oxide	-
Palma del río II	España	50	Op.	2010	Acciona SGNX-2	-	Diphenyl Oxide	-

Rayspower Yumen	China	50	Co	-	-	-	-	-
Saguaro Power	US	1.16	CN	2006	Starnet LS-2	Flabeg RP3	Xceltherm 600	Schott PTR70
Shagaya	Kuwait	50	Des	2017	-	-	-	-
Shams 1	Emiratos arabes	100	Op.	2013	Abengoa Solar (ASTRO)	Flabeg RP3	Therminol	Schott PTR70
Solaben 1	España	50	Op.	2013	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Solaben 2	España	50	Op.	2012	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Solaben 3	España	50	Op.	2012	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Solaben 6	España	50	Op.	2013	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Solacor 1	España	50	Op.	2012	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Solacor 2	España	50	Op.	2012	Abengoa Solar (ASTRO)	-	Thermal Oil	Schott PTR70
Solana	US	280	Op.	2013	Abengoa Solar E2	-	Therminol VP1/Xcelterm MK1	-
SEGS1	US	13.8	CN	1984	LS-1	-	-	-

SEGS2	US	33	CN	1985	LS-1	-	-	-
SEGS3	US	33	Op.	1985	LS-2	-	Therminol	Solel UVAC
SEGS4	US	33	Op.	1989	LS-2	-	Therminol	Solel UVAC
SEGS5	US	33	Op.	1989	LS-2	-	Therminol	Solel UVAC
SEGS6	US	35	Op.	1989	LS-2	-	Therminol	Solel UVAC
SEGS7	US	35	Op.	1989	LS-2	-	Therminol	Solel UVAC
SEGS8	US	89	Op.	1989	LS-3	-	Therminol	Solel UVAC
SEGS9	US	89	Op.	1990	LS-3	-	Therminol	Solel UVAC
Solnova 1	España	50	Op.	2009	Abengoa Solar (ASTRO)	Rioglass	Thermal Oil	Schott PTR70
Solnova 3	España	50	Op.	2009	Abengoa Solar (ASTRO)	Rioglass	Thermal Oil	Schott PTR70
Solnova 4	España	50	Op.	2010	Abengoa Solar (ASTRO)	Rioglass	Thermal Oil	Schott PTR70
Stillwater Geosolar Hybrid Plant	US	2	Op.	2015	SkyTrhough	ReflecTech	Demineralised water	-
Termesol Valle 2	España	49.9	Op.	2011	SenerTrough	-	Diphenyl Oxide	-
Termosol 1	España	50	Op.	2013	SenerTrough	Flabeg RP3	Thermal Oil	-
Termosol 2	España	50	Op.	2013	SenerTrough	Flabeg RP3	Thermal Oil	-
Thai Solar Energy 1	Tailandia	5	Op.	2012	Solarlite SL 4600	Guardian & AGC	Water/Steam	Schott PTR70

Urat Middle Banner	China	100	Co	2018	-	-	Thermal Oil	-
Waad Al Shamal	Arabia Saudi	50	Co	2018	-	-	Thermal Oil	-
Xina Solar One	Sudafrica	100	Op.	2017	-	-	Thermal Oil	-
Yumen 50	China	50	Des	-	-	-	Thermal Oil	-

Anexo II: Modelo EES.

Geometría solar

Localizado en Sevilla, simulación realizada a mitad de agosto a las 12 de la mañana.

$$\text{longitud} = -5,9823$$

$$\text{latitud} = 37,3881$$

$$\text{TO} = 12 \text{ Tiempo Oficial}$$

$$n = 228 \text{ Dia del año Agosto}$$

$$\text{TO} = \text{TSV} - \text{Edt} + 12 - \frac{\text{longitud}}{15} + 2 \text{ Tiempo solar verdadero}$$

$$\text{Edt} = 3,82 \cdot (0,000075 + 0,001868 \cdot \cos(B_{\text{sol}}) - 0,032077 \cdot \sin(B_{\text{sol}}) - 0,014615 \cdot \cos(2 \cdot B_{\text{sol}}) - 0,04089 \cdot \sin(2 \cdot B_{\text{sol}}))$$

$$B_{\text{sol}} = \frac{(n - 1) \cdot 360}{365} \text{ [deg]} \text{ Angulo diario}$$

$$\theta = \arccos \left(\sqrt{1 + \cos^2(\delta) \cdot (\cos(w^2) - 1)} \right) \text{ Angulo de incidencia}$$

$$T_6 = 25 \text{ Temperatura ambiente}$$

$$I_b = 1000 \text{ Irradiancia solar directa incidente}$$

$$T_7 = T_6 - 8 \text{ Temperatura del cielo}$$

$$K = \cos(\theta) + 0,000884 \cdot \theta - 0,00005369 \cdot \theta^2 \text{ Modificador del angulo de incidencia}$$

$$\delta = 23,45 \cdot \frac{\sin(360 \cdot (284 + n))}{365} \text{ declinacion}$$

$$w = \text{TSV} \cdot 15 \text{ [deg]} \text{ Angulo horario}$$

Propiedades fluido térmico

$$T_{\text{in}} = 290 \text{ Temperatura de entrada del fluido térmico}$$

$$Cp_1 = \text{Cp}(\text{Therminol}_{\text{VP1}}; T = T_{\text{1m}})$$

$$\rho_1 = \rho(\text{Therminol}_{\text{VP1}}; T = T_{\text{1m}})$$

$$P_1 = 12$$

$$\text{RelRough} = 0$$

$$QV_1 = \frac{10}{3600} \text{ [m}^3\text{/s]} \text{ Caudal volumétrico } 10 \text{ m}^3\text{/h}$$

$$m_1 = QV_1 \cdot \rho_1 \text{ Caudal másico}$$

$$T_{1m} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad \text{Temperatura media de masa}$$

Geometría captador

$$L_{tubo} = 4 \quad [m]$$

$$D_2 = 0,066 \quad [m] \quad \text{Diámetro interior tubo absorbedor}$$

$$D_3 = 0,07 \quad [m] \quad \text{Diámetro exterior tubo absorbedor}$$

$$D_4 = 0,109 \quad [m] \quad \text{Diámetro interno de la cubierta de vidrio}$$

$$D_5 = 0,115 \quad [m] \quad \text{Diámetro externo de la cubierta de vidrio}$$

$$W_{ap} = 5,77 \quad [m] \quad \text{Ancho apertura de la parábola}$$

$$r_i = \frac{D_3}{2}$$

$$r_o = \frac{D_4}{2}$$

Propiedades tubo absorbedor

$$k_{tubo} = 52 \quad [W/m \cdot K] \quad \text{Coeficiente de conducción tubo (cobre 400 acero 52)}$$

$$\varepsilon_3 = 2,249 \times 10^{-7} \cdot T_3^2 + 0,0001039 \cdot T_3 + 0,05599 \quad \text{Emisividad del recubrimiento selectivo}$$

$$\alpha_{abs} = 0,95 \quad \text{Absortividad del tubo absorbedor}$$

Propiedades soportes

$$T_{base} = T_3 - 10$$

$$T_{ap} = \frac{T_{base} + T_6}{3}$$

$$T_{ap6} = \frac{T_{ap} + T_6}{2}$$

$$P_{ap} = 0,02032$$

$$A_{csap} = 0,0001613$$

$$D_{ap} = 0,0508$$

$$K_{ap} = 48$$

Propiedades del aire exterior

$$P_5 = 1,01325$$

$$P_6 = 1,01325 \text{ Presión ambiente}$$

$$v_{\text{aire}} = 0,1 \text{ [m/s] Velocidad aire}$$

Propiedades gas de la corona circular fluido interno aire

$$k_{\text{std}} = 0,02551 \text{ [W/m}\cdot\text{K] Coeficiente de conduccion termico del gas a presion y temperatura estandar}$$

$$\lambda = 0,8867 \text{ [m] Camino libre medio entre colisiones de una molecula}$$

$$b = 1,571 \text{ Coeficiente de interaccion}$$

Propiedades cubierta de vidrio

$$\epsilon_4 = 0,86 \text{ Emisividad de la cubierta de vidrio}$$

$$\epsilon_5 = 0,86 \text{ Emisividad de la cara externa de la cubierta de vidrio}$$

$$k_{\text{vidrio}} = 1,2 \text{ [W/m}\cdot\text{K] Conductividad termica del vidrio}$$

$$\eta_{\text{optenv}} = e_1 \cdot e_2 \cdot e_3 \cdot e_4 \cdot e_5 \cdot e_6 \cdot \rho_{\text{cl}} \cdot K \text{ Eficiencia óptica}$$

$$e_1 = 0,974 \text{ Coeficiente pérdidas por sombras}$$

$$e_2 = 0,994 \text{ Coeficiente pérdidas por error en seguimiento}$$

$$e_3 = 0,98 \text{ Coeficiente de pérdidas geométricas}$$

$$\rho_{\text{cl}} = 0,935 \text{ Reflectividad del espejo limpio}$$

$$\text{Reflectividad} = 0,9$$

$$e_4 = \frac{\text{Reflectividad}}{\rho_{\text{cl}}} \text{ Pérdidas por suciedad en los espejos}$$

$$e_5 = \frac{1 + e_4}{2} \text{ Pérdidas por suciedad en el tubo}$$

$$e_6 = 0,96 \text{ Término de error}$$

$$\tau_{\text{env}} = 0,97 \text{ Transmisividad corona envolvente}$$

$$\alpha_{\text{env}} = 0,02 \text{ Absortividad corona envolvente}$$

Balances de energía

$$Q_{12\text{conv}} = Q_{23\text{cond}}$$

$$Q_{3\text{SolAbs}} = Q_{23\text{cond}} + Q_{34\text{conv}} + Q_{34\text{rad}} + Q_{\text{Ap;Conv}}$$

$$Q_{34\text{conv}} + Q_{34\text{rad}} = Q_{45\text{cond}}$$

$$Q_{45\text{cond}} + Q_{5\text{SolAbs}} = Q_{56\text{conv}} + Q_{57\text{rad}}$$

Convección fluido termico / superficie interna del absorbedor

$$Q_{12\text{conv}} = \frac{m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}})}{L_{\text{tubo}}} \quad [W/m]$$

Call **pipeflow** ('Therminol_{VP1}'; T_{1m}; P₁; m₁; D₂; L_{tubo}; RelRough : h₁; h_H; ΔP ; Nusselt_T; f; Re₁)

$$Q_{12\text{conv}} = h_1 \cdot D_2 \cdot \pi \cdot (T_2 - T_{1m}) \quad [W/m]$$

Conducción a través del tubo absorbedor

$$Q_{23\text{cond}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{tubo}} \cdot (T_3 - T_2)}{\ln \left[\frac{D_3}{D_2} \right]} \quad [W/m]$$

Convección en la corona envolvente

$$h_3 = \frac{k_{\text{std}}}{\frac{D_3}{2 \cdot \ln \left[\frac{D_4}{D_3} \right]} + b \cdot \lambda \cdot \left[\frac{D_3}{D_4} + 1 \right]}$$

$$Q_{34\text{conv}} = h_3 \cdot D_3 \cdot \pi \cdot (T_3 - T_4) \quad [W/m]$$

Radiación en la corona envolvente

$$Q_{34\text{rad}} = 5,670\text{E-}08 \quad [W/m^2 \cdot K^4] \cdot \pi \cdot D_3 \cdot \left[\frac{(T_3 + 273,15)^4 - (T_4 + 273,15)^4}{\frac{1}{\epsilon_3} + \frac{(1 - \epsilon_4) \cdot D_3}{\epsilon_4 \cdot D_4}} \right] \quad [W/m]$$

Conducción a través de la cubierta de vidrio

$$Q_{45\text{cond}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{\text{vidrio}} \cdot (T_4 - T_5)}{\ln \left[\frac{D_5}{D_4} \right]} \quad [W/m]$$

Convección cubierta de vidrio al exterior

Call **external_{flow,cylinder}** ('Air'; T₆; T₅; P₆; v_{aire}; D₅; F_{dL,5}; h₅; C_{d,5}; Nusselt; Re₅)

$$Q_{56\text{conv}} = h_5 \cdot D_5 \cdot \pi \cdot (T_5 - T_6) \quad [W/m]$$

Radiación cubierta de vidrio exterior

$$Q_{57rad} = 5,670E-08 \text{ [W/m}^2\text{-K}^4] \cdot \pi \cdot D_5 \cdot \varepsilon_5 \cdot ((T_5 + 273,15)^4 - (T_7 + 273,15)^4) \text{ [W/m]}$$

Radiación solar absorbida por la cubierta de vidrio

$$Q_{5SolAbs} = Q_i \cdot \eta_{optenv} \cdot \alpha_{env} \text{ [W/m]}$$

$$Q_i = I_b \cdot W_{ap}$$

Radiación tubo absorbedor exterior

$$Q_{3SolAbs} = Q_i \cdot \eta_{optabs} \cdot \alpha_{abs} \text{ [W/m]}$$

Pérdidas convectivas a través de los soportes

Call **external**_{flow,cylinder} ('Air'; T₆; T_{ap6}; P₆; V_{aire}; D_{ap}; F_{dL;6}; h_{ap}; C_{d;6}; Nusselt₆; Re₆)

$$Q_{Ap;Conv} = \sqrt{h_{ap} \cdot P_{ap} \cdot K_{ap} \cdot A_{csap}} \cdot \left[\frac{T_{base} - 10}{L_{tubo}} \right] \text{ [W/m]}$$

Definición de rendimientos

$$\eta = \frac{Q_{12conv}}{Q_i} \text{ Rendimiento global}$$

$$\eta_{abs} = \frac{Q_{12conv}}{Q_i \cdot \eta_{optenv}} \text{ Rendimiento absorbedor}$$

$$\eta_{optabs} = \eta_{optenv} \cdot \tau_{env} \text{ Rendimiento óptico absorbedor}$$

Se ha de mencionar que ciertas líneas del modelo (las que comienzan con Call) representan llamadas a funciones internas para el cálculo de coeficientes convectivos de transferencia, que se encuentran recogidas en la base de datos de EES. Además, a la hora de calcular las propiedades del fluido térmico se ha usado la base de datos sobre fluidos calorportadores que da EES escogiendo en nuestro caso el Therminol_VP1.