

UNIVERSIDAD NACIONAL DE EDUCACIÓN A DISTANCIA

Grado en Ingeniería Eléctrica

PROYECTO Fin de Grado

TÍTULO	SIMULACIÓN DE CONCENTRADORES CILINDROPARABÓLICOS CON PYTHON 3
AUTOR	FRANCISCO JOSÉ MUNUERA PÉREZ
DIRECTOR	RUBÉN BARBERO FRESNO
CODIRECTOR	
PONENTE	FRANCISCO JOSÉ MUNUERA PÉREZ
DEPARTAMENTO	INGENIERÍA ENERGÉTICA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR
DE INGENIEROS INDUSTRIALES

RESUMEN - ABSTRACT

Palabras clave: Energía solar de concentración; Python; Concentrador Cilindroparabólico; CCP

En este trabajo se desarrolla una librería software en Python 3 en la que se implementan las clases necesarias para el modelado de un campo solar de colectores cilindroparabólicos (CCP).

Se sigue una metodología basada en la Programación Orientada a Objetos, en la que cada sistema físico se modela mediante una Clase. El principal modelo matemático empleado para el calculo del rendimiento del concentrador solar es el Modelo de 4º Orden propuesto en [1].

A partir del código desarrollado se muestran algunos ejemplos de aplicación para el análisis paramétrico de CCP y el análisis del rendimiento de un campo solar real.

Keywords: Concentrated Solar Energy; Python; Parabolic Trough Collectors; PTC

A software library in Python 3 is developed for the modelling of solar field of parabolic-trough collectors (PTC)

A methodology based on Object Oriented Programming (OOP) is followed and each physical system is modeled through a Class. The main mathematical model used to calculate the performance of the solar concentrator is the 4th Order Model proposed in [1].

Some application of the code are shown, including parametric analysis of PTC and the analysis of the performance of a real solar field.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco encarecidamente al profesor Rubén Barbero su dedicación, cercanía y paciencia.

También quisiera mostrar mi agradecimiento y admiración por todas aquellas personas que comparten sus conocimientos y herramientas de forma desinteresada. Resulta sorprendente y esperanzador descubrir la cantidad de contenidos, explicaciones, tutoriales y herramientas de código que muchos hombres y mujeres comparten públicamente, ayudando así al progreso de toda la comunidad.



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons
Reconocimiento - No Comercial - Sin Obra Derivada

ÍNDICE GENERAL

1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Objetivo	1
1.2. Estructura de la memoria	2
1.3. Concentradores cilindroparabólicos	2
1.3.1. El concentrador cilindroparabólico	3
1.3.2. El tubo absorbedor o receptor	5
1.3.3. El sistema de seguimiento	6
1.3.4. El fluido caloportador	7
2. DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS TEÓRICOS UTILIZADOS	8
2.1. Modelo de rendimiento térmico de 4º Orden para caracterización de un sistema de captación solar	8
2.2. Modelo de Primer Orden	13
2.3. Modelo simplificado	14
2.4. Aplicabilidad de los modelos	15
3. MODELADO DEL CAMPO SOLAR	17
3.1. Metodología seguida para el modelado del campo solar	17
3.2. Sistemas físicos y Clases para el modelado del campo solar	17
3.2.1. Clases derivadas de Model: Clase ModelBarbero4thGrade, ModelBarbero1stGrade y ModelBarberoSimplified	20
3.2.2. Clase HCE para modelado del Heat Collector Element	22
3.2.3. Clase SCA, para el modelado del Solar Collector Assembly	28
3.2.4. Clase Loop	30
3.2.5. Clase Subfield, modelado del subcampo	31

3.2.6. Clase Solarfield , modelado del campo solar	32
3.2.7. Clase Fluid y sus clases hijas, FluidCoolProp y FluidTabular	33
3.2.8. Clases Weather , FieldData y TableData	37
3.2.9. Clase Site	38
3.3. Procedimiento para realizar una simulación	38
3.4. Verificación por comparación con otra herramienta de simulación	41
3.4.1. Configuración de la simulación para comparación con SAM	41
3.4.2. Resultados de la verificación	51
4. APLICACIONES DEL CÓDIGO DE SIMULACIÓN.	58
4.1. Aplicación para el análisis paramétrico	58
4.1.1. Rendimiento del HCE en función de la radiación normal directa, <i>DNI</i> . . .	58
4.1.2. Rendimiento del HCE en función de la temperatura de entrada	60
4.1.3. Rendimiento del HCE en función del flujo de radiación absorbido, \dot{q}_{abs}'' . .	62
4.1.4. Simulación con los diferentes modelos teóricos.	64
4.1.5. Simulación cambiando el tamaño de la malla de integración	69
4.2. Análisis de los datos de generación de una planta solar termoeléctrica real .	75
5. CONCLUSIONES	83
BIBLIOGRAFÍA	84
GLOSARIO	85
CÓDIGO FUENTE: CSENERGY.PY	88
CÓDIGO FUENTE: INTERFACE.PY	89

ÍNDICE DE FIGURAS

1.1	Tecnologías solares de concentración	3
1.2	Lazo de concentradores cilindroparabólicos	4
1.3	Vista de perfil de un SCA	5
2.1	Esquema del receptor empleado para el modelo	9
3.1	Esquema relacional de las Clases HCE, SCA y Loop	19
3.2	Esquema relacional de las Clases SolarField, Subfield y Loop	20
3.3	Parámetros físicos del <i>Dowtherm-A</i> en estado de líquido saturado	35
3.4	Configuración SAM. Selección del archivo de datos meteorológicos . .	43
3.5	Configuración SAM. Campo solar	43
3.6	Configuración SAM. Configuración del SCA SenerTrough I a partir del modelo EuroTrough ET150	44
3.7	Configuración SAM. Configuración del HCE UVAC 3 con vacío	45
3.8	Configuración del tipo de simulación	47
3.9	Configuración de la simulación del campo solar	48
3.10	Configuración de la simulación. Selección y configuración del fluido ca-	
	loportador	49
3.11	Configuración de la simulación. Selección del modelo de SCA y configu-	
	ración	50
3.12	Configuración de la simulación. Selección del modelo de HCE y configu-	
	ración	50
3.13	Caudal másico calculado por SAM y por el código Python para el día 17/07/2007	52

3.14 Temperatura de entrada y de salida calculadas por SAM y por el código Python para el día 17/07/2007	53
3.15 Potencia térmica calculada por SAM y por el código Python para el día 17/07/2007	53
3.16 Caudal másico calculado por SAM y por el código Python para el día 17/06/2007	55
3.17 Temperatura de entrada y de salida calculadas por SAM y por el código Python para el día 17/06/2007	55
3.18 Potencia térmica calculada por SAM y por el código Python para el día 17/06/2007	56
4.1 Rendimiento térmico en función de DNI para diferentes modelos de HCE	60
4.2 Rendimiento térmico en función de la temperatura de entrada del HTF para diferentes modelos de HCE	62
4.3 Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para diferentes modelos de HCE	63
4.4 Temperaturas de salida obtenidas con los tres modelos	66
4.5 Caudales de salida obtenidos con los tres modelos en un día de condiciones estables	66
4.6 Potencia térmica obtenida con cada uno de los tres modelos en un día de condiciones estables	67
4.7 Rendimiento calculado con cada modelo para un tamaño de malla de integración de 4,05 m	70
4.8 Rendimiento calculado con cada modelo para un tamaño de malla de integración de 48,60 m	71
4.9 Rendimiento calculado con cada modelo para un tamaño de malla de integración de 72,90 m	72
4.10 Rendimiento calculado con cada modelo para un tamaño de malla de integración de 145,80 m	72

4.11 Rendimiento calculado para diferentes tamaños de malla de integración	73
4.12 Desviación, para simulaciones con el Modelo de 4º Orden, según diferentes tamaños de malla	74
4.13 Desviación, para simulaciones con el Modelo de 1 ^{er} Orden, según diferentes tamaños de malla	74
4.14 Desviación, para simulaciones con el Modelo de Simplificado, según diferentes tamaños de malla	75
4.15 Vista aérea de las centrales Aste 1A y Aste 1B	76
4.16 Reflectividad registrada durante el mantenimiento	77
4.17 Temperaturas de operación reales y simuladas en un día de condiciones estables	79
4.18 Potencia térmica real y simulada en un día de condiciones estables	79
4.19 Caudal real y simulado en un día de condiciones estables	80
4.20 Potencia térmica real y simulada en función de DNI	81

ÍNDICE DE TABLAS

3.1	Coeficientes polinómicos para el fluido caloportador <i>Dowtherm-A</i>	36
3.2	Coeficientes polinómicos para el fluido caloportador <i>Therminol VP-1</i>	37
3.3	Configuración del SCA modelo SenerTrough I de Sener	44
3.4	Configuración del HCE modelo UVAC 3 de Solel	46
3.5	Resultados globales anuales para las simulaciones con SAM y Python . . .	51
3.6	Resultados de las simulaciones en un día de condiciones estables	54
3.7	Resultados de las simulaciones en un día de condiciones inestables	57
4.1	Constantes del modelo de emisividad equivalente para cada uno de los receptores seleccionados	58
4.2	Rendimiento en función de la radiación normal incidente para distintos modelos de HCE	59
4.3	Rendimiento en función de la temperatura de entrada del HTF para diferentes modelos de HCE	61
4.4	Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido y para cada modelo teórico	64
4.5	Temperaturas obtenidas en la simulación con cada modelo teórico en un día de condiciones estables	65
4.6	Caudales obtenidos en la simulación para cada modelo en un día de condiciones estables	68
4.7	Potencia térmica calculada en la simulación de cada modelo en un día de condiciones estables	69

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Objetivo

El propósito principal de este Trabajo Final de Grado (TFG) es profundizar en el conocimiento del funcionamiento de un campo solar de concentradores cilindroparabólicos (CCP) mediante el desarrollo de una herramienta de simulación programada en Python 3. Para ello, se ha partido del modelo teórico desarrollado en su Tesis Doctoral por el profesor de la Universidad Nacional de Educación a Distancia (UNED), el Dr. Rubén Barbero Fresno y se ha empleado una metodología basada en el paradigma de la programación orientada a objetos (POO). El desarrollo de este trabajo ha supuesto un reto personal por la necesidad de adquirir habilidades en el manejo de diferentes herramientas antes desconocidas para mí, como el lenguaje de programación Python 3 y sus diferentes librerías para el cálculo científico (Numpy) y el tratamiento de datos (Pandas). Finalmente, todo el código se encuentra publicado y accesible a través de GitHub y se puede interactuar con la versión final del código de simulación a través de un Notebook Jupyter.

Los resultados obtenidos son compatibles con los datos de generación de un campo solar real dentro de las limitaciones que los diferentes modos de operación y eventos impredecibles (paradas de planta para mantenimiento, disparos por avería, etc...) introducen en el proceso. En este proyecto solo se aborda la simulación del sistema del campo solar, el único sistema dentro del alcance del modelo teórico de partida. Para la simulación de planta sería necesario el desarrollo de modelos para gran número de sistemas como por ejemplo, los generadores de vapor, almacenamiento térmico, turbina, sistemas auxiliares de bombeo, sistemas de tratamiento de agua, torre de refrigeración, etc... No obstante, la metodología seguida permite que en el futuro este proyecto pueda ser ampliado de forma sistemática con la incorporación de nuevas clases de objetos que aprovechen los métodos de entrada y salida ya programados para interactuar con ellos. En todo caso, se han empleado valores de rendimientos estimados para los principales subsistemas de planta con el fin de ofrecer una estimación de la energía eléctrica finalmente vertida a la red.

1.2. Estructura de la memoria

Esta memoria se estructura en 5 capítulos y un anexo con el código fuente.

En este primer capítulo se describen los objetivos del TFG y se ofrece una introducción a las características de los concentradores cilindroparabólicos. El segundo capítulo presenta el modelo teórico de partida y se detallan las ecuaciones de los modelos para el cálculo del rendimiento térmico de los tubos absorbedores que más adelante serán modelados. El tercer capítulo aborda el modelado de los diferentes sistemas necesarios para la caracterización del campo solar y se procede a la verificación por comparación con otra herramienta de simulación. En el cuarto capítulo se desarrollan, a modo de ejemplo de aplicación, algunos análisis paramétricos de diferente tipo. También se contrastan los resultados de la simulación del campo solar con los datos disponibles de una planta termosolar real. Finalmente, en el quinto capítulo se presentan algunas conclusiones y propuestas de desarrollo futuro.

1.3. Concentradores cilindroparabólicos

Existen principalmente cuatro tecnologías para el aprovechamiento de la radiación solar directa en sistemas térmicos: concentrador cilindro-parabólico (CCP), central de torre, concentrador Fresnel y disco parabólico. La tecnología de CCP es la que cuenta en la actualidad con una mayor madurez y gran número de centrales en operación y en construcción en todo el mundo [2]. La tecnología de torre central ha crecido en los últimos años, pero todavía está lejos de la madurez de la tecnología de CCP. En España, actualmente hay medio centenar de centrales CCP en operación [3], alguna de ellas desde hace más de una década, quedando probado que el estado del arte y la madurez de la tecnología garantizan el correcto funcionamiento del sistema. Este tipo de sistema presenta un alto grado de replicabilidad, modularidad y aprovechamiento del terreno. Desde el punto de vista económico, esta tecnología también resulta muy favorable ya que los costes de inversión y operación han sido comercialmente probados, al menos, para los sistemas termoeléctricos.



(a) Central Solar de Torre. Fuente [3]

(b) Concentradores de Disco Parabólico. Fuente [3]



(c) Colector Cilindro-Parabólico. Fuente: Propia

(d) Concentrador de tipo Fresnel. Fuente [3]

Fig. 1.1. Tecnologías solares de concentración

En un CCP pueden distinguirse cuatro elementos principales: el reflector o concentrador, el tubo absorbedor, el sistema de seguimiento y el fluido caloportador.

1.3.1. El concentrador cilindroparabólico

Un CCP consiste en una superficie a modo canal de sección parabólica que refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo absorbedor colocado en la línea focal del parabolóide. Dentro de los diferentes sistemas de concentración solar pertenece al grupo de los concentradores lineales, al igual que los sistemas de concentración tipo Fresnel y al contrario que los sistemas de concentración de torre central o de discos parabólicos, en cuyo caso estaríamos hablando de sistemas de concentración puntuales. Por

el tubo absorbedor se puede hacer circular algún fluido que se calentará debido a la radiación incidente sobre el tubo. Se trata de una transformación directa de radiación solar en energía térmica con una buena eficiencia y que puede alcanzar temperaturas de hasta 675 K con los aceites sintéticos actuales. Se podrían alcanzar temperaturas mayores con sales fundidas o gases, pero el empleo de estos fluidos caloportadores todavía no cuenta con experiencias comerciales a gran escala.



Fig. 1.2. Perspectiva de un lazo completo. Se indica el sentido del recorrido del HTF en el lazo, desde la tubería de entrada hasta la de salida. Fuente: CST Aste 1A

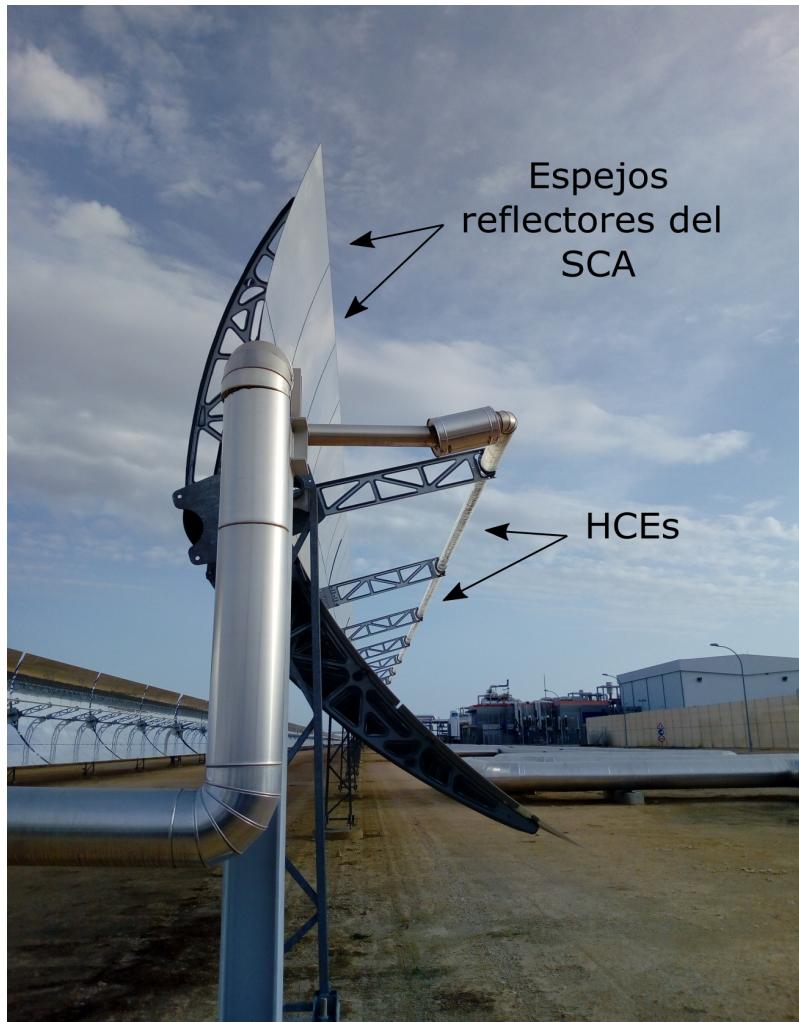


Fig. 1.3. Vista de perfil de un SCA. Pueden distinguirse algunos HCEs y los brazos de soporte. Fuente: CST Aste 1A

1.3.2. El tubo absorbedor o receptor

A lo largo del eje focal del concentrador se instala una conducción por la que circula un fluido caloportador o transmisor del calor (HTF por sus siglas en inglés, Heat Transfer Fluid). Esta conducción está compuesta en realidad por una serie de elementos tubulares denominados Heat Collector Element, HCE. Los HCE consisten en tubo de acero con una envolvente de vidrio de tal forma que en el proceso de fabricación se ha dejado extraído el aire que queda entre ambos (región anular o *annulus*). De esta forma se reducen las pérdidas de calor por convección a través de la región anular. La soldadura vidrio-metal y unos elementos denominados *getters* que absorben, hasta cierto punto, algunas moléculas que puedan filtrarse a la región anular durante la vida de operación del HCE permiten que

éste cuente con pérdidas reducidas de calor mientras no se produzca la rotura del vidrio o la saturación de dichos *getters*.

1.3.3. El sistema de seguimiento

Para que se produzca la concentración de la radiación solar incidente ésta debe ser perpendicular al eje que pasa por el foco y la base de la parábola. La primera consecuencia es que solo puede aprovecharse plenamente la componente normal de la radiación solar incidente (DNI). Dado que el Sol varía su posición relativa al concentrador continuamente, el conjunto reflector-tubo absorbedor está montado sobre una estructura que pueda girar sobre un eje con el fin de seguir la trayectoria solar a lo largo del día. Salvo instalaciones especiales en laboratorios, no se emplean seguidores a dos ejes pues la complejidad de los colectores con movimiento basado en dos ejes es tal que no permite su rentabilidad debido a los costes de mantenimiento. Por tanto, el sistema de seguimiento más empleado consiste en mover la estructura del colector con un grado de libertad en torno a un eje que, en las plantas solares cuyo objetivo es maximizar el vertido anual de energía eléctrica a la red, cuenta con una orientación Norte-Sur, lo cual lleva a que exista una importante diferencia entre la generación en los meses de verano y los meses de invierno, siendo mayor en los primeros. Si lo que se persigue es obtener una producción más estable a lo largo del año, la orientación más adecuada del eje sería Este-Oeste.

La rotación del colector requiere un mecanismo de accionamiento, eléctrico o hidráulico, dependiendo en muchos casos de las dimensiones y el peso de los elementos del colector. Para abaratar costes se suele emplear un mismo mecanismo para mover varios módulos.

El control del movimiento se puede llevar a cabo de forma autónoma, en el propio colector, dotándolo de algún dispositivo para detectar la posición del Sol en el cielo. Otra opción es emplear algoritmos matemáticos que calculan la posición del Sol para cada momento del día, en cualquier día del año. Una vez calculada la posición solar, se mueve el colector hasta colocarlo correctamente orientado. Este método requiere algún sistema para conocer la posición exacta del colector. Lo normal es emplear un codificador angular. Dado que el colector solar se encuentra en movimiento, las conexiones del tubo absorbedor con las tuberías de entrada y salida de éste deben permitir el giro en los puntos de

unión. Para esto se emplean conexiones flexibles y juntas rotativas combinadas adecuadamente. El coste de estos elementos es también elevado por lo que la elección de una configuración adecuada puede suponer un importante ahorro de costes en la instalación y el mantenimiento.

1.3.4. El fluido caloportador

Actualmente, el rango de temperatura de trabajo con colectores cilindro parabólicos es de 425 K a 675 K. El agua desmineralizada es una buena opción para temperaturas inferiores a los 450 K. A mayor temperatura es preferible el aceite sintético debido a que no aumenta tanto su presión. Si el campo solar está acoplado a un ciclo termodinámico para generación de energía eléctrica, se podría maximizar el rendimiento alcanzando temperaturas más altas, pero no hay ningún fluido que pueda dar unas prestaciones tecnológicas adecuadas a temperaturas superiores sin un aumento significativo del coste. Actualmente se están desarrollando algunas experiencias con sales fundidas y están en desarrollo sistemas de generación directa de vapor (emplean directamente el agua como fluido caloportador). Para temperaturas inferiores hay otros colectores más económicos (colectores de placa plana y colectores de tubo de vacío).

2. DESCRIPCIÓN DE LOS MODELOS TEÓRICOS UTILIZADOS

2.1. Modelo de rendimiento térmico de 4º Orden para caracterización de un sistema de captación solar

Hay dos tendencias principales en el desarrollo de modelos analíticos que describan el comportamiento de un captador solar: por un lado, modelos empíricos o semiempíricos basados en resultados de ensayos y, en mayor o menor medida, aproximaciones para captadores concretos (véase por ejemplo [4], [5], [6] o [7]) y, por otro lado, modelos teóricos más generales como los de [8], [9] o [10]. El esquema de desarrollo de un modelo teórico se basa en estimar primero la radiación absorbida teniendo en cuenta las pérdidas ópticas que se producen en el trayecto de dicha radiación desde el plano de apertura hasta la superficie del tubo absorbedor. Posteriormente, las pérdidas térmicas suelen contabilizarse en términos de un coeficiente de pérdidas [11]. En el caso de que exista concentración, debe tenerse en cuenta que el mecanismo dominante para las pérdidas energéticas es el de radiación, regido por la ley de Steffan-Boltzmann, que se caracteriza por una dependencia de la cuarta potencia de la temperatura del colector. Además, debido a que los captadores suelen contar con una dimensión longitudinal de tamaño considerable, no se puede despreciar la variación que experimentan las propiedades físicas del fluido caloportador y los componentes del colector solar a lo largo de éste, debido a la variación de temperatura que el fluido va experimentando según circula por el tubo absorbedor. Estas son algunas de las razones que dificultan la obtención de una expresión para el rendimiento integral del conjunto.

El modelo de partida desarrollado en [1] tiene un carácter general que permite que sea aplicado a receptores térmicos de radiación solar de cualquier tecnología, tanto para concentradores cilindroparabólicos como para concentradores lineales Fresnel o receptores de torre central. En este trabajo nos centramos en los aspectos relativos a los CCP y a continuación revisaremos las características del modelo para este tipo concreto de receptores.

Para el desarrollo del modelo, se parte de un receptor consiste en un tubo desnudo de

diámetro D_{ro} (m) y longitud L (m). Una de las claves del modelo está en encontrar unos parámetros equivalentes, ε_{ext} y h_{ext} , denominados *emisividad equivalente de la superficie exterior del tubo* y *coeficiente de transferencia de calor convectivo equivalente* respectivamente, que permiten equiparar el comportamiento de un HCE real, con cubierta de vidrio, al modelo de tubo desnudo. Estos coeficientes deben hallarse previamente a partir de datos de laboratorio. A lo largo del desarrollo del modelo se realizan ciertas aproximaciones para las que se aportan justificaciones que no repetiremos ahora, pero que pueden encontrarse en el texto original. Como primera aproximación se considera que el receptor absorbe radiación de manera uniforme a través de toda su superficie. Igualmente se desprecia la transmisión de calor en la dirección axial.

El esquema propuesto parte del balance energético del modelo de tubo desnudo,
ec.(2.1)

$$\dot{q}_{perd}''(x) = \dot{q}_{abs}'' - \dot{q}_u''(x) \quad (2.1)$$

donde \dot{q}_{perd}'' es la energía perdida para una sección a una distancia x de la entrada al receptor, \dot{q}_{abs}'' es la radiación absorbida y \dot{q}_u'' es la energía útil . En la Fig.2,1 vemos una representación del modelo donde el sentido de flujo de la energía viene indicado por las flechas.

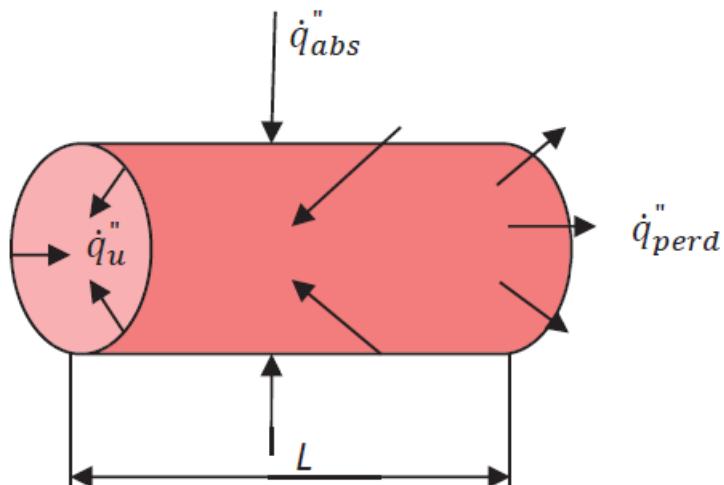


Fig. 2.1. Esquema del receptor empleado para el modelo. Fuente:[1]

La expresión para el cálculo de la radiación absorbida se muestra en la ec.(2.2).

$$\dot{q}_{abs}'' = \eta_{opt}(\theta) \cdot Cg \cdot DNI \cdot \eta_{sombras} \cdot \eta_{bordes} \quad (2.2)$$

El rendimiento óptico η_{opt} , las pérdidas geométricas η_{bordes} y las pérdidas por sombras, $\eta_{sombras}$ son valores conocidos, normalmente ofrecidos por los fabricantes, o que deben calcularse para cada momento en función de la geometría del receptor y la disposición de los concentradores en el campo solar. Cg es el factor de concentración y también es conocido a partir de la geometría del conjunto concentrador-receptor. Finalmente, DNI es la radiación normal incidente. La ec.(2.3) permite hallar al calor transferido desde el tubo absorbedor a temperatura T_{ro} , al fluido térmico a temperatura T_f :

$$\dot{q}_u''(x) = U_{rec} \cdot [T_{ro}(x) - T_f(x)] \quad (2.3)$$

donde U_{rec} es el coeficiente global de transferencia de calor hacia el interior, cuya expresión se muestra en la ec.(2.4):

$$U_{rec} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{D_{ro} \cdot \ln(\frac{D_{ro}}{D_{ri}})}{2 \cdot k_{rec}}} \quad (2.4)$$

Como aproximación se considera que U_{rec} ($W/m^2 \cdot K$) es constante a lo largo de la longitud del tubo. D_{ro} y D_{ri} son el diámetro exterior e interior respectivamente del tubo absorbedor, (m). h_{int} ($W/m^2 \cdot K$) es el coeficiente de transferencia de calor convectivo hacia el interior y k_{rec} es conductividad del material del receptor, en ($W/m \cdot K$)

Para el cálculo de las pérdidas de calor se empleará la ec.(2.5), en la que se tiene en cuenta un término radiativo, con dependencia de la cuarta potencia de las temperaturas, y otro convectivo con dependencia de 1^{er} grado.

$$\dot{q}_{perd}''(x) = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^4(x) - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{ro}(x) - T_{ext}) \quad (2.5)$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$), ε_{ext} es la emisividad del tratamiento superficial exterior y h_{ext} es el coeficiente de convección exterior. Estas dos últimas constantes son características de cada receptor y variables, por ejemplo,

en función de las condiciones de degradación del recubrimiento selectivo o del viento exterior. Deben ser halladas experimentalmente en laboratorio.

La última ecuación necesaria es la ec.(2.6), donde se calcula el incremento de temperatura que experimenta el fluido, considerando despreciables los cambios en energía cinética y un calor específico a presión constante, c_p (J/kg·K). Denominando $T_f(x)$ a la temperatura del fluido en la sección a distancia x de la entrada y T_{fe} a la temperatura del fluido a la entrada, tenemos:

$$\pi \cdot D_{ro} \cdot x \cdot \dot{q}_{abs}'' \cdot \eta(x) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_f(x) - T_{fe}) \quad (2.6)$$

Con esta última ecuación se calcula el rendimiento integral hasta una sección a una distancia x de la entrada, $\eta(x)$. Finalmente, a partir del rendimiento local, dado por la ec.(2.7) podemos calcular el rendimiento integral mediante la ec.(2.8).

$$\eta_x(x) = \frac{\dot{q}_u''(x)}{\dot{q}_{abs}''} \quad (2.7)$$

$$\eta(x) = \frac{\int_0^x \eta_x(x) dx}{\int_0^x dx} \quad (2.8)$$

donde desarrollando $\eta_x(x)$ según la ec.(2.9):

$$\eta_x(x) = \eta(x) + \eta'(x) \cdot x \quad (2.9)$$

y normalizando la distancia a la unidad con la variable adimensional $x^* = x/L$, obtenemos la ecuación integral ec.(2.10):

$$\eta(x^*) = 1 - \frac{\int_0^{x^*} \dot{q}_{perd}''(dx^*) \cdot dx^*}{\dot{q}_{abs}'' \cdot dx^*} \quad (2.10)$$

La resolución de esta ecuación requiere un largo desarrollo, en el que se introducen nuevos factores característicos del sistema, que puede encontrarse en la obra de referencia, por lo que la omitiremos aquí. Pese a la complejidad de la expresión final obtenida, que dificulta extraer conclusiones de manera directa, el modelo incorpora todos los parámetros característicos del sistema y lo hace manteniendo su sentido físico. A partir de la solución

se puede obtener una expresión para el modelo local (rendimiento en una sección determinada del absorbedor) y una expresión para el modelo de colector completo, es decir, un rendimiento integral a lo largo de todo el absorbedor. Esta última expresión es la que nos interesa. A continuación se presenta la ecuación del Modelo de 4º Orden completo del colector en la ec.(2.11) y sucesivamente las ecuaciones que definen sus parámetros:

$$\eta(x^*) = \frac{\eta_0 \cdot g'(Z)}{1 - g'(Z)} \cdot \frac{1}{NTU \cdot x^*} \cdot \left(e^{\frac{1-g'(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU \cdot x^*} - 1 \right) - \frac{\eta_0^2}{6} \cdot \frac{g''(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU^2 \cdot x^{*2} - \frac{\eta_0^3}{24} \cdot \frac{g'''(Z)}{g'(Z)} \cdot NTU^3 \cdot x^{*3} \quad (2.11)$$

$$\eta_0 = 1 - (f_1 \cdot Z + f_2 \cdot Z^2 + f_3 \cdot Z^3 + f_4 \cdot Z^4) \quad (2.12)$$

$$Z = \eta_0 + \frac{1}{f_0} \quad (2.13)$$

$$f_0 = \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec} \cdot (T_{fe} - T_{ext})} \quad (2.14)$$

$$g(Z) = - \left(1 + \frac{1}{f_0} \right) + (1 + f_1) \cdot Z + f_2 \cdot Z^2 + f_3 \cdot Z^3 + f_4 \cdot Z^4 \quad (2.15)$$

$$g'(Z) = 1 + f_1 + 2 \cdot f_2 \cdot Z + 3 \cdot f_3 \cdot Z^2 + 4 \cdot f_4 \cdot Z^3 \quad (2.16)$$

$$g''(Z) = 2 \cdot f_2 \cdot Z + 6 \cdot f_3 \cdot Z + 12 \cdot f_4 \cdot Z^2 \quad (2.17)$$

$$g'''(Z) = 6 \cdot f_3 + 24 \cdot f_4 \cdot Z \quad (2.18)$$

$$g^{IV}(Z) = 24 \cdot f_4 \quad (2.19)$$

$$f_1 = \frac{4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{ext}^3 + h_{ext}}{U_{rec}} \quad (2.20)$$

$$f_2 = 6 \cdot T_{ext}^2 \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{q}''_{abs}}{U_{rec}} \right) \quad (2.21)$$

$$f_3 = 4 \cdot T_{ext} \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{q}''_{abs}}{U_{rec}} \right)^2 \quad (2.22)$$

$$f_4 = \left(\frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext}}{U_{rec}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{q}''_{abs}}{U_{rec}} \right) \quad (2.23)$$

Para la resolución de este modelo es preciso conocer previamente diferentes parámetros, muchos de los cuales pueden obtenerse directamente de las características geométricas y físicas de los materiales con los que está construido el HCE. De especial importancia son ε_{ext} y h_{ext} pues son dos coeficientes que de forma global vienen a caracterizar las pérdidas energéticas del receptor. Para obtener las ecuaciones que los caracterizan se parte de la expresión del coeficiente global del pérdidas al exterior dada por la ec.(2.24) de la siguiente forma:

$$U_{ext} = h_{ext} + \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^2 + T_{ext}^2) \cdot (T_{ro} + T_{ext}) \quad (2.24)$$

Tal y como se ha indicado al comienzo de este capítulo, es necesario realizar ensayos de laboratorio bajo diferentes condiciones de viento (W_{spd}) y temperatura exterior (T_{ext}) para obtener el flujo de calor de pérdidas y calcular así dos expresiones del tipo $\varepsilon_{ext}(T_{ext}, W_{spd})$ y $h_{ext}(T_{ext}, W_{spd})$. Para este trabajo se emplean los valores obtenidos en [1] a partir de [6], [7] y [12].

A partir de este modelo de 4º Orden se realiza un desarrollo que permite obtener dos modelos simplificados de colector completo: el Modelo de Primer Orden y el Modelo Simplificado.

2.2. Modelo de Primer Orden

La ec.(2.25) presenta el Modelo de Primer Orden. Para llegar a ella resuelve la ec.(2.12) despreciando monomios a partir de segundo grado, con lo que se puede sustituir el rendi-

miento a la entrada del absorbedor, η_0 , por su valor aproximado dado en la ec.(2.26):

$$\eta(x^*) = \left[1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right] \cdot \frac{1}{NTU_{perd} \cdot x^*} \cdot \left(1 - e^{-NTU_{perd} \cdot F'_{crit} \cdot x^*} \right) \quad (2.25)$$

$$\eta_0 = F'_{crit} \cdot \left[1 - \frac{\dot{q}_{crit}''}{\dot{q}_{abs}''} \right] \quad (2.26)$$

En esta ecuación se han reagrupado variables en diferentes términos que cuentan con sentido físico. De este modo, se definen:

$$\dot{q}_{crit}'' = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{fe}^4 - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{fe} - T_{ext}) \quad (2.27)$$

y

$$U_{crit} = 4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{fe}^3 + h_{ext} \quad (2.28)$$

Los coeficientes \dot{q}_{crit}'' y U_{crit} son valores de referencia en el estudio del comportamiento del colector, pues cuando \dot{q}_{abs}'' se aproxima a \dot{q}_{crit}'' el rendimiento del colector se hace nulo y cuando U_{rec} se aproxima a U_{crit} , el rendimiento approxima a la mitad. Por otra parte, F'_{crit} se asemeja al parámetro empleado en el modelo desarrollado por Hottel y Whillier en [8].

$$F'_{crit} = \frac{1}{\frac{4 \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot T_{fe}^3}{U_{rec}} + \frac{h_{ext}}{U_{rec}} + 1} = \frac{1}{\frac{U_{crit}}{U_{rec}} + 1} \quad (2.29)$$

El Modelo de Primer Orden presenta la ventaja de que el cálculo de $\eta(x^*)$ es explícito, con la reducción del coste computacional que esto conlleva. Por otro lado, también nos ofrece una forma de calcular un valor aproximado del rendimiento a la entrada del colector, η_0 .

2.3. Modelo simplificado

Si se desarrolla por Taylor la función exponencial del Modelo de Primer Orden, se trunca por el segundo término y se sustituye \dot{q}_{abs}'' por su expresión en función de DNI

se obtiene la ec.(2.30) para el cálculo del rendimiento para la totalidad del receptor, η_T , mediante el Modelo Simplificado:

$$\begin{aligned}\eta_T &= F'_{crit} \cdot \left[1 - \frac{\dot{q}''_{crit}}{\dot{q}''_{abs}} \right] \\ &= \frac{F'_{crit}}{Cg} \cdot \left[Cg \cdot IAM \cdot \cos(\theta) \cdot \eta_{opt,pico} \cdot \eta_{sombras} \cdot \eta_{bordes} - \frac{h_{ext} \cdot (\bar{T}_f - T_{ext})}{DNI} \right. \\ &\quad \left. - \frac{\sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (\bar{T}_f^4 - T_{ext}^4)}{DNI} \right]\end{aligned}\quad (2.30)$$

Esta ecuación es más parecida a la encontrada en otros modelos de diferentes autores, como por ejemplo en [8] o [9], pero con dependencia de la cuarta potencia de la temperatura media del fluido, \bar{T}_f , lo cual tiene mayor sentido físico al esperarse que las pérdidas radiativas sean dominantes en situaciones de media y alta concentración.

Veremos más adelante que el Modelo Simplificado es de aplicación más restringida y los resultados que se obtienen con él comienzan a desviarse de modelos más exactos, como el de 4º Orden, cuando aumenta el tamaño de malla de integración, la temperatura de trabajo o la relación de concentración.

2.4. Aplicabilidad de los modelos

Aunque en el caso del Modelo de 4º Orden no se ha realizado ninguna simplificación para la resolución de la ecuación característica, sí que se han hecho las siguientes consideraciones que limitan su aplicación:

- Se ha considerado que los parámetros característicos U_{rec} , ε_{ext} , h_{ext} y Cp son constantes a lo largo de toda la longitud del receptor. Se considerará que esto es aceptable para longitudes inferiores a 100 m tal y como se indica en el desarrollo del modelo.
- Se supone uniformidad del flujo de radiación sobre el tubo absorbedor. Para tecnología CCP se acepta esta hipótesis.
- La caracterización de los tubos absorbedores empleados en CCP es compatible con el desarrollo del modelo basada en un tubo desnudo (para los que posteriormente

se emplearán unos coeficientes de trasmisión de calor adecuados para los tubos con cubierta de vidrio).

- La suposición de fluido incompresible, en la que se desprecia el término de pérdida de carga y de energía cinética sobre el término energético, es adecuada para plantas que operan con aceite térmico, dado que los circuitos están presurizados para mantener en todo momento el fluido en estado de líquido saturado y los caudales de operación tienen un número de Reynolds alto que garantiza un estado de mezcla homogénea.
- El flujo puede suponerse uniforme en el interior del tubo absorbedor.
- El reducido gradiente de temperatura y espesor del tubo absorbedor permiten que pueda despreciarse el efecto de transmisión de calor longitudinal.

Según lo visto, el modelo resulta aplicable a la simulación de un campo solar de concentradores cilindroparabólicos bajo las condiciones normales de operación. Por otro lado, la simulación se realizará también para el cálculo con intervalos horarios en los que se supondrá condiciones estacionarias de planta y se descartarán aquellos períodos de arranque y parada o cambios abruptos en los que las inercias propias del sistema y la intervención de los operadores de planta producirían que el comportamiento instantáneo no se correspondiese con el simulado.

El Modelo de Primer Orden presenta mayores restricciones, especialmente en los rangos de operación aceptables (no deben ser próximos a los valores críticos definidos en la ec.(2.28) y (2.27)), siendo sus resultados algo menos precisos en general.

El Modelo Simplificado solo es válido además para longitudes de receptor más reducidas.

3. MODELADO DEL CAMPO SOLAR

3.1. Metodología seguida para el modelado del campo solar

El software desarrollado se basa en el paradigma de Programación Orientada a Objetos (POO) donde, a grandes rasgos, cada sistema físico se define como un objeto perteneciente a una Clase con la capacidad de recibir información, manipularla de acuerdo a unas reglas propias del sistema y devolver información.

Una de las principales ventajas de esta metodología es la modularidad, de tal forma que se puede ir desarrollando jerárquica, progresiva e independientemente cada uno de los sistemas para después interconectarlos. Posteriormente se puede modificar el comportamiento de alguno de estos objetos re-programando la Clase a la que pertenece sin que esto afecte de forma drástica al resto de objetos del modelo. Es una técnica escalable y que permite definir diferentes grados de intervención al usuario final, desde interactuar con cada objeto como si de una caja negra se tratase hasta modificar el comportamiento del sistema introduciendo sus propios métodos en las clases.

Por todas estas razones, el modelado mediante POO resulta muy interesante para la simulación de sistemas en el ámbito de la ingeniería y ha sido el elegido para el desarrollo del código de este TFG

3.2. Sistemas físicos y Clases para el modelado del campo solar

En los siguientes apartados iremos describiendo el campo solar desde el punto de vista de su comportamiento físico, los subsistemas que lo componen y definiremos las Clases que se deben programar para modelar cada uno de estos subsistemas. Pero en primer lugar aclararemos alguna terminología en el contexto sistema-modelo.

Se denomina HCE a cada uno de los tubos absorbedores de unos 4 m de longitud con envolvente de vidrio propia que, soldados uno tras otro, forman la tubería sobre la que se concentra la radiación solar. Los HCE se montan sobre unidades estructurales denominadas SCE (Solar Collector Element). El modelo del HCE puede tener una dimensión longi-

tudinal más flexible, de tal forma que una instancia de la clase HCE tenga una longitud de uno o varios HCE. Esto nos permitirá jugar con el tamaño de la malla de integración para el cálculo del rendimiento integral de un concentrador completo (formado, en realidad, por un conjunto de HCEs).

Un conjunto de SCEs que se mueven solidariamente entre ellos pero con capacidad de movimiento independiente de otro conjunto de SCEs se denomina SCA (Solar Collector Assembly). El tubo absorbedor montado en cada SCA está unido mediante uniones móviles al tubo absorbedor del siguiente SCA o a las tuberías de entrada y salida del lazo. El SCA es, por tanto, la unidad mínima de seguimiento solar.

Un conjunto de SCAs con su tubo absorbedor conectado en serie constituye un lazo (Clase Loop). Cada lazo consta de un número suficiente de SCAs para garantizar que, bajo condiciones de diseño, el fluido caloportador alcanza la temperatura deseada a la salida del lazo, es decir, se produce el salto térmico necesario demandado por el proceso consumidor de calor o el ciclo termodinámico de generación de energía eléctrica. Si la temperatura en el SCA sobrepasa la máxima permitida, el SCA puede desenfocar parcial o totalmente con el fin de dejar de concentrar radiación sobre el tubo absorbedor, limitando el aporte de calor y estabilizando la temperatura de salida del fluido.

Las Clases que se describen a continuación se recogen en un fichero que puede funcionar a modo de librería. Esta librería puede referenciarse para la creación de instancias de cada tipo de objeto. Se ha denominado *csenergy* a esta librería.

En la Fig.3.1 se muestra esquemáticamente la relación entre las clases HCE, SCA y Loop. La clase Loop mantiene una referencia al conjunto ordenado (lista) de SCA que lo forman y, a su vez, la clase SCA mantiene una referencia a la lista de HCEs que la forman. En sentido ascendente, cada HCE mantiene una referencia al SCA del que forma parte y cada SCA una referencia a su lazo.

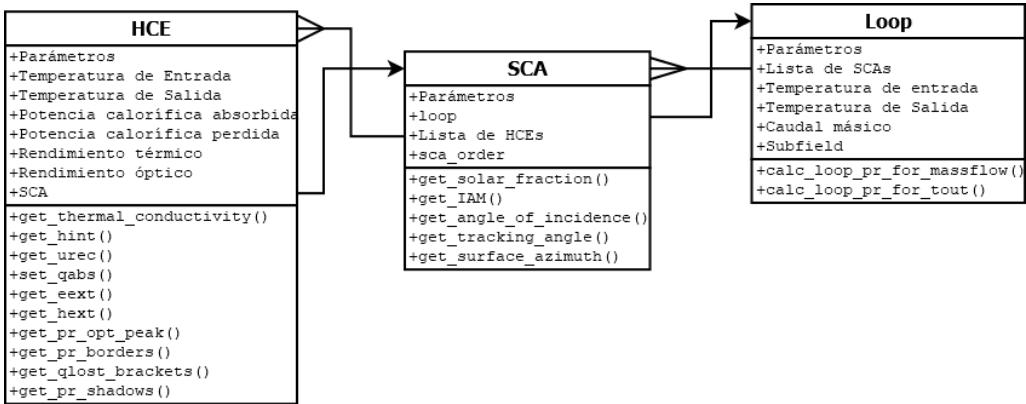


Fig. 3.1. Esquema relacional de las Clases HCE, SCA y Loop. Se muestran los principales atributos y métodos de cada clase

Un subcampo o sección es un conjunto de lazos conectados en paralelo, de tal forma que se espera que el caudal que circula por cada uno de sus lazos sea el mismo. El subcampo cuenta con válvulas de regulación de caudal a su entrada, por lo que constituye la unidad mínima de control de caudal en el campo solar. En algunas ocasiones cada lazo tiene capacidad de regulación de su caudal de forma constante. En ese caso se podría decir que cada lazo actúa como un subcampo con un único lazo, pero esto no es lo habitual.

Finalmente, el campo solar está formado por un conjunto de subcampos. El fluido caloportador frío entra en el campo solar y se distribuye por cada uno de los subcampos, donde se vuelve a distribuir equitativamente entre los lazos. En los lazos, el HTF se calienta y retorna a una tubería que lo conduce a la salida del subcampo, donde finalmente el HTF procedente de todos los subcampos se mezcla y se transporta, a lo largo de una tubería denominada colector caliente, hasta el punto de consumo. En la Fig.3.2 se esquematiza esta estructura de agregación de elementos. Cada Clase cuenta con métodos que permiten calcular los valores agregados de caudal, potencia y temperatura del fluido a partir de las aportaciones de cada uno de los subsistemas que engloba.

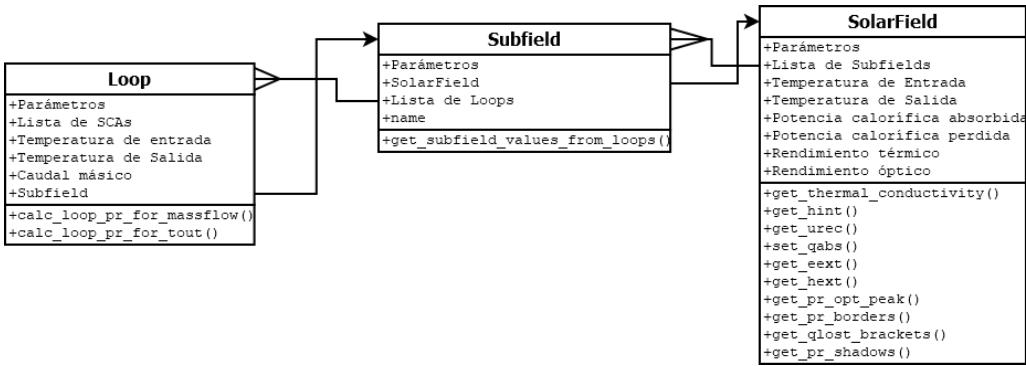


Fig. 3.2. Esquema relacional de las Clases SolarField, Subfield y Loop. Se muestran los principales atributos y métodos de cada clase

3.2.1. Clases derivadas de Model: Clase **ModelBarbero4thGrade**, **ModelBarbero1stGrade** y **ModelBarberoSimplified**

Se emplean clases derivadas de la Clase Model para implementar los diferentes modelos empleados para calcular el rendimiento y para simular, por tanto, el funcionamiento de cada HCE. Es en cada una de estas clases donde se desarrolla el algoritmo que, a partir de los parámetros físicos que definen al HCE, las variables que definen el estado del HTF que circula por él y las condiciones de operación, resuelve las ecuaciones definidas en el modelo y nos permite conocer el rendimiento HCE.

Clase **ModelBarbero4thOrder**

La instancia de esta clase recibe como valores de entrada una referencia a una instancia de un HCE del cual va a calcular su rendimiento, una referencia a la instancia del HTF que se está empleando y valores de condiciones meteorológicas de radiación, temperatura y velocidad del viento. El HCE debe estar inicializado previamente con los valores de caudal másico, temperatura y presión de entrada y el flujo de calor absorbido \dot{q}_{abs} .

El procedimiento de cálculo implementado en el método *calc_pr()* es el siguiente (los parámetros que se obtienen mediante métodos propios de las instancias del HCE y del HTF se explican en los apartados correspondiente más adelante):

- Estimación de la temperatura de pared exterior del tubo absorbedor T_{ro} según la ec(3.1) a partir del coeficiente de transmisión de calor al interior U_{rec} y del flujo de

radiación absorbido por el tubo absorbedor, \dot{q}_{abs}'' , a partir de la instancia del HCE. Para el primer HCE del lazo se asume un rendimiento inicial $\eta = 1$ pero para los siguientes se emplea el rendimiento del HCE anterior, con lo cual se acelera un poco el proceso de convergencia por partirse de un valor previsiblemente más próximo.

$$T_{ro} = T_f + \eta \cdot \frac{\dot{q}_{abs}''}{U_{rec}} \quad (3.1)$$

- Cálculo del flujo de pérdidas \dot{q}_{perd}'' mediante la ec.(2.5) incrementado con las pérdidas a través de los soportes que sujetan el tubo absorbedor, $\dot{q}_{perd,soportes}$. Las pérdidas en los soportes se modelan mediante la ec.(3.13) que se explica en el apartado correspondiente de la clase HCE.
- Cálculo de los parámetros de funcionamiento \dot{q}_{crit}'' , U_{crit} y NTU para el HCE con la temperatura de pared calculada previamente según las ecuaciones (2.27) y (2.28) respectivamente.
- Cálculo de los coeficientes f_1 , f_2 , f_3 y f_4 mediante las ecuaciones (2.20) a (2.23) y cálculo de f_0 mediante la ec.(2.14).
- Se resuelve la ec.(2.12) con de forma iterativa mediante Newton-Raphson para calcular η_0 . Como valor inicial se calcula η_0 a partir de la ec.(2.26) del Modelo de 1^{er} Orden.
- Con el valor de η_0 obtenido se calculan los valores de Z , $g'(Z)$, $g''(Z)$ y $g'''(Z)$ dados por las ecuaciones (2.13) a (2.18).
- Finalmente, se calcula el rendimiento $\eta(x^*)$ según la ec.(2.11), la temperatura de pared exterior T_{ro} y se comparan con los valores iniciales. Si las diferencias son superiores a cierto margen configurable se vuelve a realizar otra iteración hasta conseguir la convergencia, pero previamente a cada iteración se re-calculan todos los pasos anteriores empleando la temperatura de pared del tubo absorbedor calculada con el nuevo rendimiento.

Al inicio del proceso iterativo se considera que, para el primer HCE del lazo, la temperatura del fluido T_f es igual a la temperatura de entrada al lazo (y al HCE, por tratarse del primero). Para los siguientes HCEs del lazo se parte de una temperatura del fluido igual

a la temperatura de salida del HCE anterior pero incrementada con la mitad del salto de temperatura que experimentó dicho HCE.

Una vez finalizado el proceso iterativo, la instancia del HCE actualiza sus valores de rendimiento, temperatura y presión de salida del HTF, quedando totalmente definido su punto de funcionamiento. Las condiciones de temperatura y presión a la salida del HCE serán las de entrada del HCE siguiente.

Al calcular el rendimiento integral para todo la longitud del HCE estamos haciendo coincidir el tamaño de la malla de integración con la longitud física real del HCE. Se ha comprobado que la reducción de la malla no aumenta de forma apreciable la precisión de los cálculos y en cambio sí supone un coste computacional importante. Por el contrario, una forma de acelerar el proceso de simulación consiste en considerar artificialmente que la longitud del HCE es mayor que la real. Se trata de aumentar el tamaño de la malla de integración para reducir el número de cálculos. En este trabajo se seguirá, al igual que en [1], el criterio de no superar un tramo de HCE superior a 100 m propuesto en [13] para análisis unidimensional.

Clases ModelBarbero1stOrder y ModelBarberoSimplified

El cálculo del rendimiento que realizan estas dos clases es idéntico al del Modelo de 4º Orden hasta el momento de llegar al proceso iterativo, punto en el cual se calcula el rendimiento térmico directamente mediante las ecuaciones (2.25) y (2.30) respectivamente.

3.2.2. Clase HCE para modelado del Heat Collector Element

De cara a modelar el funcionamiento del HCE como elemento responsable de calentar el HTF de forma compatible con el Modelo físico desarrollado, se define la Clase HCE, entre cuyos atributos se encuentran: temperatura de entrada del HTF, T_{in} (internamente el programa trabaja con K como unidades de temperatura, aunque la entrada y salida de datos se realiza con °C); potencia calorífica absorbida a lo largo de todo el HCE, \dot{q}_{abs} (W); potencia calorífica perdida a lo largo del HCE, \dot{q}_{lost} (W); rendimiento óptico del conjunto HCE+SCA, η_{opt} ; rendimiento térmico, η y temperatura de salida, T_{out} , (K).

El caudal másico de HTF que circula por el HCE, \dot{m}_f (kg/s) se obtiene mediante una referencia al SCA y, seguidamente, otra referencia al Loop que contienen al HCE.

Con estos parámetros el comportamiento del HCE queda totalmente caracterizado en el sistema desde el punto de vista del proceso de generación. Estos atributos (pueden entenderse como variables) están relacionados entre sí según las reglas que aplique cada modelo. La temperatura de salida del HTF, T_{out} , aparece implícita en la ec.3.2:

$$\Delta H = \dot{m}_f \int_{T_{in}}^{T_{out}} C_p(T) dT \quad (3.2)$$

donde ΔH es el incremento de entalpía del fluido, pues hemos considerado que se trata de un fluido incompresible y también se ha despreciado la participación de energía cinética. Previamente se debe calcular ΔH según la ec.(3.3):

$$\Delta H = \dot{q}_{abs}'' \cdot \eta \cdot \pi \cdot d_{ro} \cdot L \cdot \gamma_L \cdot \gamma_g \quad (3.3)$$

La ec.(3.2) puede resolverse por métodos numéricos si el calor específico C_p del fluido se ha obtenido a partir de un polinomio. En el caso de que se disponga de una función que proporcione la temperatura del fluido en función de la entalpía $T(H)$, como ocurre si se usa *CoolProp*, se puede calcular su valor directamente a través de las funciones que ofrece esta librería como $T_{out} = T(H_{out})$.

En la ec.3.3 se introducen el *factor de longitud efectiva*, γ_L y *factor de interceptación geométrico*, γ_g para tener en cuenta la reducción de la longitud *activa* del HCE debido a los fuelles en los extremos del HCE y al sombreado del escudo térmico en las uniones de HCEs. Un valor típico para ambos factores está comprendido entre 0,96 y 0,97 [14]. En el caso de que el calor absorbido sea nulo, la temperatura de salida será inferior a la de entrada y el valor $\Delta H < 0$. En este caso, no existe reducción de la longitud efectiva del absorbedor y la energía perdida se calcula según la ec.(3.4) pues a lo largo de toda la superficie del HCE se experimentan pérdidas energéticas:

$$\Delta H = \dot{q}_{perd}'' \cdot \pi \cdot d_{ro} \cdot L \quad (3.4)$$

Cálculo del flujo de calor absorbido, \dot{q}_{abs}''

La radiación que alcanza al fluido caloportador puede obtenerse mediante la ec.2.2:

$$\dot{q}_{abs}'' = \eta_{opt}(\theta) \cdot Cg \cdot DNI \cdot \eta_{sombras} \cdot \eta_{bordes} \quad (2.2)$$

donde DNI es la radiación normal directa cuyo valor se lee para cada fecha de cálculo de la simulación. Cg es el factor de concentración geométrica, definido genéricamente para sistemas de concentración como el cociente entre el área de apertura del concentrador, A_c y la superficie del receptor, A_r . Hemos considerado como efectiva toda el área del receptor, no solo aquella donde se concentra la radiación, ya que supondremos que el flujo se reparte uniformemente por toda la superficie de tubo absorbedor. De esta manera, el área de apertura de un concentrador de longitud L , con una longitud de apertura de su superficie parabólica A_p , viene dado por la ecuación:

$$A_c = A_p \cdot L \quad (3.5)$$

y la superficie del receptor, de igual longitud L y diámetro exterior del tubo absorbedor D_{ro} , es:

$$A_r = \pi \cdot D_{ro} \cdot L \quad (3.6)$$

De esta manera, el factor de concentración geométrica para un colector cilindroparabólico se calcula según la ec.(3.7):

$$Cg = \frac{A_p}{\pi \cdot D_{ro}} \quad (3.7)$$

El rendimiento óptico $\eta_{opt}(\theta)$ depende del ángulo de incidencia θ y se obtiene a partir del rendimiento óptico pico, $\eta_{opt,peak}$ y del modificador del ángulo de incidencia, IAM según la ec.(3.8):

$$\eta_{opt}(\theta) = \eta_{opt,peak} \cdot IAM \cdot \cos(\theta) \quad (3.8)$$

Esta ecuación incluye también el coseno del ángulo de incidencia pues consideraremos que, en general, no está incluido este término dentro de IAM . En caso de que la

expresión del *IAM* ofrecida por el fabricante ya incluyese este efecto, debería eliminarse de la ecuación (3.8). Para calcular $\eta_{opt,peak}$ empleamos la expresión dada en la ec.(3.9).

$$\eta_{opt,peak} = \alpha \cdot \tau \cdot \rho \cdot \gamma \quad (3.9)$$

La ecuación para *IAM* se ofrece en la sección correspondiente al modelado del SCA ya que es una propiedad más propia del sistema de concentración y seguimiento. La instancia del HCE hace una llamada al método *get_IAM* de su SCA asociado, aquel en el que está montado, para recibir su valor. Igualmente, en la ec.(3.9) los parámetros ρ (reflectividad del concentrador) y γ (fracción solar), son parámetros del SCA y deben obtenerse de la instancia de SCA asociada al HCE. α es la absorvidad del receptor y τ es la transmisiad del vidrio envolvente del tubo absorbedor. En ambos casos se trata de parámetros configurables que se introducen con el resto de características del HCE en el archivo de configuración de la simulación.

El factor η_{bordes} contabiliza las pérdidas debidas a que en una pequeña porción del tubo absorbedor del SCA no se produce concentración debido al ángulo de incidencia. Un tramo del tubo absorbedor, que puede implicar desde solo un tramo del primer HCE hasta a varios HCEs, tendrá un flujo de radiación nulo, o muy bajo. El tramo de tubo absorbedor que queda sin concentración (L_{bordes} se calcula mediante la ec.(3.10) a partir de la distancia focal, f_l y de ángulo de incidencia θ :

$$L_{bordes} = \frac{f_l}{\tan(\theta)} \quad (3.10)$$

A partir de este valor el código calcula que fracción del HCE o cuantos HCEs quedan inutilizados y les asigna un rendimiento nulo.

En el caso del factor $\eta_{sombras}$, se trata de un valor que se calcula en base a la porción del concentrador que se encuentra afectado por sombras debido a que la distancia de separación entre lazos está acotada. En disposiciones de lazos habituales con eje seguimiento Norte-Sur estas sombras solo aparecen a primera y última hora del día. Su cálculo exacto según se describe en [15] requeriría conocer completamente la disposición de cada lazo en cada instante, pero una aproximación suficiente se puede conseguir según la ec.(3.11))

tal y como hace SAM, [16]:

$$\eta_{sombras} = \frac{\cos(\beta) \cdot D_L}{A_c} \quad (3.11)$$

donde *beta* es el ángulo de seguimiento, D_L es la distancia de separación entre lazos y A_p es la apertura del concentrador.

Pérdidas en el tubo absorbedor, \dot{q}_{perd}''

Las pérdidas se modelan según la ec.(2.5), que repetimos a continuación:

$$\dot{q}_{perd}''(x) = \sigma \cdot \varepsilon_{ext} \cdot (T_{ro}^4(x) - T_{ext}^4) + h_{ext} \cdot (T_{ro}(x) - T_{ext}) \quad (2.5)$$

donde ε_{ext} es la *emisividad equivalente de la superficie exterior* del receptor. Depende de la temperatura de pared exterior del tubo y se emplea la ec.(3.12) para calcularla:

$$\varepsilon_{ext} = A_0 + A_1 \cdot (T_{ro} - 273,15) \quad (3.12)$$

Se corrige ligeramente su valor en función de la velocidad del viento, incrementando su valor un 1 % con un viento de 4 m/s y un 2 % para viento de 7 m/s. Los coeficientes A_0 y A_1 son los que se ofrecen en [1].

Por otro lado, h_{ext} , es el *coeficiente de transferencia de calor convectivo equivalente al exterior*. Su valor puede considerarse nulo para el caso de un HCE con vacío en su espacio anular. Nuevamente, en [1] se ofrecen las ecuaciones para diferentes combinaciones de recubrimiento, Black-Chrome o Cermet y conservación o no del vacío, obtenidas mediante simulación CFD (Computational Fluid Dynamics) por su autor para un modelo unidimensional del HCE. A falta de datos para los modelos concretos empleados en este trabajo, en todas nuestras simulaciones consideraremos que su valor es nulo (equivalente a un caso de velocidad de viento nula), lo cual es aceptable en etapas de prediseño de plantas o durante análisis paramétrico.

Se incluye en el modelado el cálculo de las pérdidas a través de los soportes que sujetan al HCE, $\dot{q}_{perd,soportes}$. Su peso relativo en el total de pérdidas del campo no es muy

elevado, por lo que, a falta de más datos, se hace uso de la ec.(3.13) propuesta en [13]:

$$\dot{q}_{perd,soportes} = n \cdot \frac{\sqrt{P_b \cdot k_b \cdot A_{cs,b} \cdot \bar{h}_b} \cdot (T_{base} - T_{ext})}{L} \quad (3.13)$$

donde P_b es el perímetro de la sección del soporte ($0,2032\text{ m}$), $A_{cs,b}$ es la sección transversal de la unión entre el brazo y el tubo absorbedor ($1,613 \cdot 10^{-4}\text{ m}^2$), K_b es la conductividad térmica del acero empleado en el brazo ($48,0\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), \bar{h}_b es el coeficiente de transmisión de calor por convección medio hacia el exterior ($20\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$), T_{base} es la temperatura de la zona de conexión entre los brazos y el tubo absorbedor, L es la longitud del colector y n es el número de soportes por colector.

Otros atributos y métodos de la Clase HCE

Ya hemos visto, al hablar de la Clases para los modelos, cómo un objeto (instancia) de la clase HCE puede ser procesada por otra instancia de la clase del modelo para simular su comportamiento. Es necesario que la instancia del HCE pase los siguientes parámetros al modelo:

- k_{rec} , conductividad térmica de la pared del receptor. Se ha empleado la ec.(3.14) válida para el acero inoxidable 321H:

$$k_{rec} = 0,0153 \cdot (T - 273,15) + 14,77 \quad (3.14)$$

- h_{int} , coeficiente de transferencia de calor convectivo hacia el interior. Para el cálculo se emplea la ec.(3.15) donde Nu_G es el número de Nusselt obtenido mediante la correlación de Gnielinski dada en la ec.(3.16), D_{ri} es el diámetro interior del tubo absorbedor y k_f es la conductividad térmica a la temperatura del fluido:

$$h_{int} = \frac{Nu_G \cdot k_f}{D_{ri}} \quad (3.15)$$

$$Nu_G = \frac{\left(\frac{C_f}{2}\right) \cdot (Re_{D_{ri}} - 1000) \cdot Pr_f}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{C_f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ri}}\right)^{0,11} \quad (3.16)$$

- U_{rec} , coeficiente de transmisión de calor al interior. Viene dado por la ec.(2.4) comentada previamente.

La Clase HCE también nos proporciona algunos métodos necesarios para el trabajo de procesamiento de la información, asignación y recuperación de valores de los atributos. Otro aspecto importante es que cada instancia de la clase HCE tiene un atributo de tipo *diccionario* denominado *parameters* en el que, a modo de lista de pares clave-valor, va a recibir aquellos parámetros que posteriormente serán empleados por el Modelo. Los diferentes autores que han elaborado modelos para los HCE no siempre utilizan los mismos parámetros ni idénticos identificadores. Al emplear un diccionario se facilita la tarea de implementación de nuevos Modelos, sin que sea necesario cambiar los atributos de la clase en cada ocasión. Entre los parámetros que se pasan al HCE durante la creación de su instancia están su absorvidad solar α_{solar} , la transmisividad del vidrio τ y su reflectividad ρ .

En el caso de la planta simulada se ha utilizado un HCE fabricado por Solel cuyos parámetros se guardan en una librería en formato JSON. Parte de los datos de cada HCE de la librería se han extraído de los archivos de configuración de SAM (System Advisor Model), el software de referencia para la simulación de plantas de energías renovables. No obstante, el modelo no hace uso de todos ellos y, en cambio, se precisa de algún dato más para realizar la simulación. Estos parámetros son almacenados en el diccionario *parameters*. El programa desarrollado permitiría, en principio, modelar cada HCE con unos parámetros diferentes, es decir, que cada HCE se comportase de forma diferente al resto. Esta funcionalidad puede ser interesante para el estudio de comportamiento del campo solar cuando se dispone de estadísticas adecuadas sobre cómo evoluciona en el tiempo y se distribuye en el campo solar cada parámetro, lo cual hace que no todos los lazos se comporten de igual manera. El inconveniente es que el tiempo de cálculo aumenta notablemente al tener que simularse cada lazo independientemente.

3.2.3. Clase SCA, para el modelado del Solar Collector Assembly

Un SCA es una estructura compuesta por una serie de reflectores que concentran la radiación solar sobre los HCE. Desde el punto de vista operativo, un SCA cuenta con capacidad de movimiento independiente respecto al resto de SCAs de la planta, por lo que

es la unidad mínima de control de enfoque o desenfoque de la radiación solar en el campo solar. La clase SCA nos permite modelar cada SCA teniendo en cuenta las propiedades de los reflectores (reflectividad, suciedad de los espejos, precisión del movimiento de seguimiento solar, etc.)

En plantas CCP dedicadas a maximizar la generación anual de energía eléctrica, el sistema de seguimiento tiene su eje de rotación alineado en la dirección Norte-Sur con el fin de hacer un seguimiento Este-Oeste de la trayectoria solar a lo largo del día. No obstante, una configuración con eje Este-Oeste también puede ser interesante en algunos casos y el modelo también permite esta configuración.

Dentro del campo solar, cada HCE debe pertenecer a un SCA. El primer HCE del SCA recibe el fluido caloportador procedente de otro SCA o de las tuberías colectoras de HTF frio. El último HCE del SCA entrega el HTF más caliente al siguiente SCA o a las tuberías colectoras de HTF caliente a la salida del lazo.

El SCA cuenta con un método para el cálculo del modificador por ángulo de incidencia. Hemos considerado que el SCA mantendrá en todo momento un ángulo de seguimiento β óptimo con el fin de minimizar el ángulo de incidencia. En este caso, el *IAM* se calcula según la expresión dada por la ec.(3.17)

$$IAM = F_0 + F_1 \cdot \frac{\theta}{\cos(\theta)} + F_2 \cdot \frac{\theta^2}{\cos(\theta)}, \quad \forall \theta \in (0^\circ, 80^\circ) \quad (3.17)$$

Algunos fabricantes incluyen un factor $\cos(\theta)$ en la expresión del *IAM*, por lo que no deberá incluirse entonces en la ecuación del rendimiento total del HCE. En nuestro caso, para el UVAC 3 de Solel empleado en la simulación, no es así.

Otro valor que debe ofrecernos la clase que modela al SCA es la *fracción solar* o *factor de interceptación*, que permite estimar la tasa entre la radiación solar que alcanza al reflector y la que posteriormente indice realmente sobre el tubo absorbedor. Su valor se obtiene según la ec.(3.18) como producto de una serie de factores:

$$\gamma = \eta_{geometrico} \cdot \eta_{seguidor} \cdot \eta_{suciedad} \cdot \eta_{disponibilidad} \quad (3.18)$$

El factor geométrico $\eta_{geometrico}$ depende de las imperfecciones geométricas de conjunto reflector-absorbedor como pequeñas desviaciones en la curvatura de los espejos o la

deformación de la estructura. El factor de precisión del seguidor $\eta_{seguidor}$ permite considerar los errores de seguimiento del mecanismo de movimiento del reflector. El factor de suciedad $\eta_{suciedad}$ se refiere a la pérdida de reflectividad debida a acumulación de polvo en los espejos. Se ha considerado que esta acumulación de polvo afecta también a la transmisividad de la cubierta de vidrio del HCE, por lo que este factor se computa dos veces. Finalmente, el factor de disponibilidad $\eta_{disponibilidad}$ considera las pérdidas que ocasionalmente se puedan producir por averías del sistema de concentración.

El SCA, como sistema responsable del seguimiento solar, también cuenta con un método para ofrecernos información sobre el ángulo de incidencia β en el plano de apertura del reflector. Las expresiones generales pueden encontrarse en [11] pero, en nuestro caso, hemos recurrido a la librería *pvlib-python* [17], desarrollada en *Sandia National Laboratories* con el objetivo de impulsar el desarrollo de herramientas de código abierto para la simulación de sistemas fotovoltaicos. Concretamente, nos valemos de este código para obtener los valores del ángulo de incidencia y la posición solar para cada fecha del año según las coordenadas geográficas del lugar donde se realiza la simulación.

3.2.4. Clase Loop

Un Loop o lazo es un conjunto de SCAs conectados en serie de tal forma que el HTF que entra frío al lazo experimenta un salto térmico cuando transita por él. El sistema de control ajusta el estado de enfoque o desenfoque de cada SCA en el lazo con el fin de conseguir que la temperatura de salida sea la de consigna. Por motivos de económicos, el caudal de HTF no suele ser regulable a nivel de lazo, pues obligaría a instalar una válvula de control en cada uno de ellos, por lo que todos los lazos de un mismo subcampo suelen tener un caudal muy parecido. Se ha desarrollado también una Clase Subfield para dar cuenta del conjunto de lazos que pertenecen a un mismo subcampo y, por tanto, pueden variar su caudal de forma independiente de los lazos de otro subcampo. En un campo solar suele haber varios subcampos que pueden regular su caudal independientemente. Los casos más extremos serían el de un campo solar con un único subcampo, en el que todos los lazos pertenecen al mismo subcampo y en el otro extremo, un campo solar con tantos subcampos como lazos tiene, de tal forma que cada lazo es el único en su subcampo y por tanto cada lazo puede regular su caudal independientemente.

Cada lazo del campo solar es modelado mediante una instancia de la clase Loop. Cada instancia mantiene referencias al subcampo al que pertenece y a los SCA que contiene. Atributos importantes de estas instancias serán el caudal de HTF en el lazo, las temperaturas de entrada y salida del HTF y el rendimiento completo del lazo.

El código permite trabajar de dos formas:

- Método `calc_loop_pr_for_tout`, que calcula el caudal requerido con el que conseguir una temperatura de HTF determinada.
- Método `calc_loop_pr_for_massflow`, que mantiene fijo el caudal de HTF que se le indica y calcula qué temperatura de salida alcanzará el HTF.

En caso de que esta temperatura de salida supere el máximo permitido (un valor configurable) se producirá un desenfoque en el SCA en que se alcance esta temperatura y el HTF dejará de calentarse. En este caso se suele decir que se produce un vertido de energía o desaprovechamiento de la radiación existente. El código permite contabilizar esta energía desaprovechada por cada lazo durante estas situaciones.

La Clase BaseLoop hereda de la Clase Loop sus principales métodos y atributos pero supone una pequeña variación de una instancia o lazo definido por Loop ya que se trata de un lazo "típico" o "promedio", que presenta una configuración constructiva idéntica a la del resto de lazos de la planta pero no pertenece a ningún subcampo solar. Este lazo especial o prototipo se empleará cuando queramos realizar un estudio paramétrico del comportamiento del lazo, no de la planta, y también para realizar una simulación mucho más rápida cuando asumamos la hipótesis de que todos los lazos de la planta se comportan de igual manera. Esta aproximación es la que se hace en aplicaciones como SAM, donde no se simulan todos los lazos para modelar el campo solar, sino que se simula solo un lazo y el resultado se obtiene multiplicando el caudal de salida de este lazo por el número de lazos que forman la planta.

3.2.5. Clase Subfield, modelado del subcampo

Un subcampo es un conjunto de lazos en los que se considera que el HTF se repartirá equitativamente. Cada subcampo dispone de una válvula de control de caudal a su entrada

y representa el mayor grado de control de caudal de HTF que se puede alcanzar en el campo solar. Un campo solar suele contar con varios subcampos y cada uno de ellos, a su vez, cuenta con varios lazos.

La Clase Subfield mantiene referencias a los lazos que lo constituyen, es decir, a cada una de las instancias que representan un lazo. También mantiene referencia al campo solar al que pertenece y cuenta con métodos para calcular cuál será la temperatura de salida del HTF del subcampo solar una vez que el caudal de salida de cada lazo se haya mezclado con el del resto de lazos. Nótese que aunque se supone que todos los lazos del subcampo tienen el mismo caudal máscico la temperatura de salida de cada uno de ellos puede ser diferente y, por tanto, la energía aportada por cada lazo también lo será.

3.2.6. Clase Solarfield, modelado del campo solar

El campo solar alberga el conjunto de subcampos y, por tanto, todos los lazos de la instalación. Se trata del objeto que en última instancia queremos modelar con el fin de conocer cómo será el comportamiento de la planta solar y su rendimiento anual. A la hora de definir el campo solar para el modelo es necesario conocer cuántos subcampos contiene, cuántos lazos hay en cada subcampo, qué configuración tiene cada lazo (número de SCAs en cada lazo y número de HCEs en cada SCA). También es importante conocer la distancia entre lazos con el fin de estimar el sombreado que se produce a primera y última hora del día.

El Clase Solarfield también recibe una serie de valores nominales para los que se ha realizado un diseño óptimo del sistema, como las temperaturas y presiones de entrada y salida del HTF, las temperaturas máximas y mínimas tolerables por razones de seguridad, el caudal nominal (normalmente se suele dar este caudal por lazo y el caudal del campo solar será la suma de todos ellos), el caudal mínimo (existe cierta limitación tanto por la velocidad mínima de las bombas como por otras cuestiones operativas que desaconsejan que el HTF circule por debajo de este límite).

Cuando se crea una instancia de la Clase Solarfield, ésta recibe los datos de configuración que se han pasado para la simulación y lanza el proceso de construcción que genera, en base a esa configuración, los diferentes subcampos, lazos, SCAs y HCEs que forman el campo solar.

3.2.7. Clase Fluid y sus clases hijas, FluidCoolProp y FluidTabular

Para modelar el HTF (Heat Transfer Fluid) se ha creado la Clase Fluid. Las propiedades del HTF pueden obtenerse mediante funciones polinómicas con coeficientes constantes calculados experimentalmente o desde librerías preexistentes como *CoolProp*. Por ese motivo, según se opte por un método u otro, se han creado las subclases FluidCoolProp y FluidTabular. No obstante, se ha comprobado que el número de fluidos existentes en la librería FluidCoolProp que suelen emplearse como HTF no es muy grande, limitándose a *Therminol VP-1* y *Syltherm 800*. No se encuentra en esta librería el aceite *Dowtherm-A*, que es el que se emplea en la planta cuyos datos se han empleado para el desarrollo de esta herramienta. Pero el mayor inconveniente reside en que *CoolProp* devuelve valores solo dentro del rango de temperaturas de uso válidas según el fabricante.

Este rango es demasiado estricto y se producen problemas debido a la devolución de valores no numéricos, especialmente cuando se está calculando la temperatura teórica de salida del HTF en condiciones de sobrecalentamiento. Por este motivo, se ha hecho uso mayoritariamente de la clase FluidTabular, con funciones polinómicas con coeficientes calculados a partir de los datos ofrecidos por los fabricantes. La clase Fluid y sus clases hijas ofrecen métodos para calcular la densidad, viscosidad cinemática, número de Reynolds, calor específico, conductividad térmica y entalpía en función de la temperatura y la presión. También ofrecen un método para calcular la temperatura del fluido en función de la entalpía y la presión, considerando entalpía cero para líquido saturado según ASHRAE a una temperatura de 285,856 K.

Para el modelado sería necesario conocer la dependencia de los parámetros citados en función de la temperatura y la presión, pero se ha comprobado que la variación de estos parámetros con la presión es despreciable cuando se trabaja en condiciones de líquido saturado. Ya que en una planta termosolar se debe trabajar siempre con esta premisa, estando los circuitos de HTF siempre bien presurizados, expresaremos dichos parámetros a partir de un polinomio de mayor o menor grado, en función exclusivamente de la temperatura. También se ha obtenido una curva para calcular la temperatura del líquido saturado en función de su entalpía.

- $\rho(T)$: Densidad, (kg/m^3)

- $\mu(T)$: Viscosidad dinámica, ($Pa \cdot m$)
- $k_T(T)$: Conductividad térmica, ($W/m \cdot K$)
- $C_p(T)$: Calor específico a presión constante, ($J/kg \cdot K$)
- $H(T)$: Entalpía específica, (J/kg), considerando $H=0$ a $T_{ref} = 285,86K$
- $T(H)$: Temperatura en función de la entalpía, (K)

La fórmula general para cada uno de estos parámetros es del tipo de la ec.(3.19):

$$parametro(T) = a_0 + a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + a_3 \cdot T^3 + a_4 \cdot T^4 + a_5 \cdot T^5 + a_6 \cdot T^6 + a_7 \cdot T^7 + a_8 \cdot T^8 \quad (3.19)$$

No todos los parámetros requieren un polinomio de grado tan alto y los coeficientes que acompañan a los términos de mayor grado son nulos, pero se ha empleado esta estructura por homogeneizar el proceso de carga de datos.

Para el caso del *Dowtherm-A* se han obtenido los coeficientes de los polinomios que caracterizan cada parámetro a partir de [18] y se han contrastado las curvas con los datos ofrecidos en [19]. En el caso de la viscosidad cinemática se ha detectado que el polinomio de 8º grado que se obtiene con los coeficientes de la primera referencia presenta una gran desviación y crecimiento asintótico para temperaturas ligeramente superiores a la máxima de operación del fluido. Con el fin de poder flexibilizar el proceso de cálculo y que no se produzcan desbordamientos se ha ajustado un nuevo polinomio tras extender los datos de la viscosidad dinámica hasta unos 450 °C aproximadamente según la tendencia observada en el último tramo de la curva $\mu(T)$. De esta forma se obtiene un nuevo polinomio, con mejor comportamiento en este rango extendido.

En las figuras 3.3 puede verse el comportamiento estos parámetros en función de la temperatura para el caso del *Dowtherm-A*.

Los coeficientes de los polinomios de ajuste para *Dowtherm-A* se muestran en la tabla 3.1:

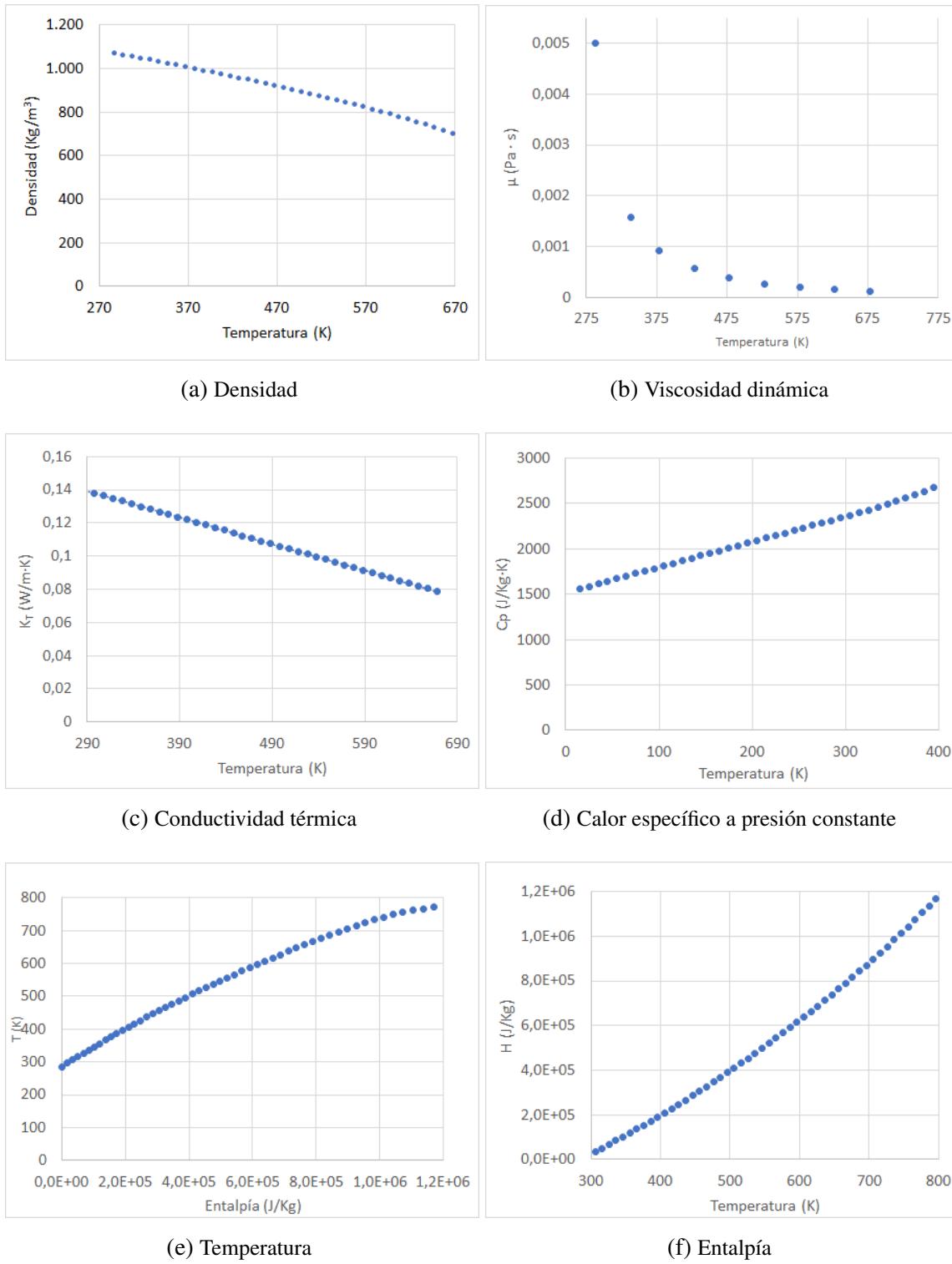


Fig. 3.3. Parámetros físicos del *Dowtherm-A* en estado de líquido saturado. Algunos puntos se han extrapolado más allá de la temperatura máxima de trabajo con el fin de evitar errores durante los procesos de convergencia.

Parámetro	$C_p(T)$	$\mu(T)$	$\rho(T)$	K_T	H(T)	T(H)
a_0	-2,36E+03	1,58E+00	1,49E+03	1,86E-01	-6,51E+05	2,85E+02
a_1	3,95E+01	-2,34E-02	-3,33E+00	-1,60E-04	4,12E+03	6,21E-04
a_2	-1,70E-01	1,50E-04	1,25E-02	5,91E-12	-1,24E+01	-1,82E-10
a_3	3,90E-04	-5,49E-07	-2,97E-05	0,00E+00	2,77E-02	-1,42E-16
a_4	-4,42E-07	1,24E-09	3,44E-08	0,00E+00	-2,78E-05	3,32E-22
a_5	1,98E-10	-1,78E-12	-1,62E-11	0,00E+00	1,11E-08	-1,75E-28
a_6	0,00E+00	1,58E-15	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
a_7	0,00E+00	-7,94E-19	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
a_8	0,00E+00	1,73E-22	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00

TABLA 3.1. Coeficientes polinómicos para el fluido caloportador
Dowtherm-A

El mismo procedimiento se ha empleado para obtener los polinomios característicos del fluido *Therminol VP-1*, aunque en este caso los polinomios se han ajustado a partir de una lista de valores sacada de la librería *CoolProp*. Pese a que el programa de simulación permite que durante el tiempo de ejecución se obtengan los parámetros citados a través de esta librería, existe una limitación debido al rígido margen de temperaturas con el que esta librería trabaja para cada fluido y esto provoca que, para valores de temperatura ligeramente superiores al rango de operación ofrecido por fabricante, no se devuelva ningún valor. Esto resulta en problemas en tiempo de ejecución si algún lazo alcanza una temperatura superior a los 397°C (398°C en el caso de Syltherm 800). Aunque superar esta temperatura no es recomendable, es algo que puntualmente ocurre durante la operación de la planta. Además, una forma calcular la energía desaprovechada por desenfoque sería a partir de la temperatura que hubiera alcanzado el lazo de no haberse producido el desenfoque y calculando posteriormente su entalpía. Esta aproximación, que sería imposible en la vida real debido a la degradación del HTF e incluso al daño del propio sistema por las sobrepresiones que se producirían, facilita el cálculo de la energía desaprovechada en cada momento. Se ha supuesto que las curvas de los parámetros se mantienen bien ajustadas siempre y cuando la sobretemperatura alcanzada no sea excesiva (en las simulaciones realizadas no se ha superado más del 10 % de la temperatura máxima de operación recomendada por el fabricante). Por estos motivos, para este trabajo se han empleado siempre los valores de los parámetros obtenidos a partir de los polinomios y no de *CoolProp*.

Para el caso del *Therminol VP-1* los coeficientes calculados son los que se muestran en la tabla 3.2:

Parámetro	$C_p(T)$	$\mu(T)$	$\rho(T)$	K_T	H(T)	T(H)
a_0	2,881E+02	1,487E+00	1,403E+03	1,486E-01	-2,923E+05	2,924E+02
a_1	5,875E+00	-2,186E-02	-1,613E+00	9,755E-06	3,910E+02	6,424E-04
a_2	-6,857E-03	1,400E-04	2,138E-03	-1,780E-07	2,076E+00	-3,396E-10
a_3	4,844E-06	-5,092E-07	-1,931E-06	3,524E-12	1,811E-03	2,587E-16
a_4	6,960E-20	1,148E-09	-9,610E-21	-7,572E-25	-1,089E-05	-1,066E-22
a_5	-2,780E-23	-1,642E-12	3,864E-24	2,948E-28	2,274E-08	0,000E+00
a_6	0,000E+00	1,454E-15	0,000E+00	0,000E+00	-2,667E-11	0,000E+00
a_7	0,000E+00	-7,286E-19	0,000E+00	0,000E+00	1,788E-14	0,000E+00
a_8	0,000E+00	1,583E-22	0,000E+00	0,000E+00	-5,284E-18	0,000E+00

TABLA 3.2. Coeficientes polinómicos para el fluido caloportador *Therminol VP-1*

3.2.8. Clases **Weather**, **FieldData** y **TableData**

Estas clases implementan métodos adecuados para la adquisición de datos desde diferentes tipos de ficheros, en concreto:

- Clase **Weather** para ficheros .tmy con datos meteorológicos (*Weather Files*). En estos ficheros solo hay datos meteorológicos como radiación normal incidente (DNI), temperatura de bulbo seco, y datos geográficos del emplazamiento (Site), como latitud, longitud y altitud. A partir de estos datos se pueden realizar simulaciones para ver cuál sería el comportamiento de la planta con estas condiciones.
- Clase **FieldData** para ficheros .csv con datos recogidos de alguna planta (*Field Data Files*). Estos ficheros contienen datos meteorológicos recogidos por las estaciones de planta y también datos de instrumentación de planta, en concreto, caudales, temperaturas y presiones de entrada y salida del campo solar y de los diferentes subcampos que puedan existir. Los encabezados de cada columna probablemente serán identificadores o *tags* propios de cada planta, por lo que es necesario indicar al programa a qué dato corresponde cada *tag*. Esto se puede hacer en el fichero de configuración de la simulación. Con estos datos se puede simular el comportamiento del campo solar para el caudal teórico requerido pero también comprobar cuál

sería el rendimiento esperado del campo solar operando con el caudal real de planta. Los datos obtenidos podrán después compararse con los reales de funcionamiento de planta. A este tipo de simulaciones las denominaremos *benchmark*.

- Clase `TableData` para ficheros .csv empleados en otro tipo de simulaciones, por ejemplo para el análisis paramétrico o para el estudio del rendimiento de un lazo en función de diferentes valores de \dot{q}_{abs}'' .

3.2.9. Clase Site

La Clase `Site` (emplazamiento), contiene la información relativa al lugar donde está ubicada la planta. Los datos de latitud, longitud y altitud son importantes a la hora de calcular la trayectoria solar para cada fecha. Nos ofrece un método para calcular la posición del sol en cada fecha del año en base a los parámetros que almacenan las coordenadas geográficas.

Esta clase cuenta también con el método `get_solarposition`, que mediante una llamada a la función `pvlib.solarposition.get_solarposition` de la librería `pvlib-python` que nos permite obtener información relativa a la posición solar para cada fecha del año.

3.3. Procedimiento para realizar una simulación

En este apartado se describe cómo puede desarrollarse un *script* o programa, a partir de las Clases ya implementadas y comentadas anteriormente, con el fin de realizar diferentes tipos de simulaciones. El procedimiento es flexible y aquí tan solo se dan algunos apuntes sobre cómo se aprovechan las estructuras ya creadas. Se continua con la filosofía de POO y se hace uso de una clase denominada `SolarFieldSimulation`.

El objetivo que nos proponemos es simular el comportamiento de un campo solar bajo unas determinadas condiciones. Puesto que estas condiciones varían a lo largo del día, se emplearán ficheros de datos en formato tabular que cuentan con una columna índice para la fecha y hora indicadas. Con el fin de poder reutilizar el trabajo realizado durante el trabajo de configuración de la simulación, se emplea un archivo en formato JSON que recoge todos los parámetros necesarios. En resumen, la instancia de

`SolarFieldSimulation` realiza los siguientes pasos:

- Lee el archivo de configuración de la simulación y almacena los parámetros necesarios.
- Se crea una instancia de la clase `Site` con información sobre la ubicación de la planta.
- Se crea una instancia para el almacenamiento de los datos del fichero en formato tipo tabla. En función de si el fichero es de tipo meteorológico (TMY2 o TMY3) o es un fichero en formato CSV creará una instancia de la clase `Weather` o `FieldData` respectivamente. Los datos cargados se almacenan en un *DataFrame* de la librería `Pandas` denominado *datasource*.
- Para el modelado del HTF, si las propiedades del fluido se van a tomar desde la librería externa `CoolProp`, se crea una instancia de la Clase `FluidCoolProp`. Si las propiedades se van a obtener mediante polinomios característicos del fluido, se crea una instancia de la Clase `FluidTabular`.
- Se crea una instancia `SolarField` a partir de los parámetros de configuración de campo solar. Al crearse esta instancia, se genera, en base a los parámetros que se le pasan, todo la estructura de subcampos, lazos, SCAs y HCEs del campo.
- Se crea una instancia de la clase `BaseLoop` a partir de los parámetros de configuración de lazo.

A partir de aquí, la instancia de `SolarFieldSimulation` ya dispone de lo necesario para realizar la simulación del campo mediante su método `runSimulation`.

El tipo de simulación que se realiza depende del tipo de datos de que se disponga y de lo que se seleccione en el archivo de configuración. Existen dos tipos de simulación posibles:

- Simulación tipo *simulation*: En este caso, el caudal del lazo se recalculará en un proceso de convergencia hasta conseguir que la temperatura de salida del lazo sea la temperatura consignada.

- Si el tipo de datos del que se dispone no tiene datos reales de planta, la instancia *datasource* será de tipo `Weather` y solo se cuenta con datos meteorológicos de (DNI), temperatura ambiente, (T_{ext}), velocidad del viento (W_{spd}) y presión atmosférica (pressure), por lo que la temperatura de entrada a los lazos será la nominal.
 - Si el tipo de datos del que se dispone sí cuenta con datos reales de planta que permitan conocer las temperaturas de entrada a los lazos (como es nuestro caso), la simulación puede usar estas temperaturas a la hora de ajustar los caudales al salto térmico necesario.
- Simulación tipo *benchmark*: En este caso se debe disponer obligatoriamente de datos reales de planta, pues la simulación utiliza las temperaturas de entrada a los lazos y los caudales reales para calcular cuál será la temperatura de salida. Posteriormente, en los archivos de salida de datos, se puede comparar la temperatura real de salida del lazo con la calculada y de esta forma estimar si ha habido desenfoque y por tanto, desaprovechamiento de la energía solar. Hay que tener en cuenta en los datos que disponemos podemos encontrar situaciones en las que el lazo alcanza su temperatura de consigna pero es posible que se estuviera realizando un ajuste de enfoque-desenfoque (ya que el caudal no es regulable a nivel de lazo). En ese caso, es interesante saber qué temperatura hubiera alcanzado el HTF de no haberse producido el desenfoque y, por tanto, poder calcular la energía solar que no se ha aprovechado por no poder introducir mayor caudal en el lazo.

A la hora de realizarse cada una de estas simulaciones, puede darse el caso de que se haya configurado la opción *fastmode=True*. En este caso se considera que todos los lazos de la planta se comportan como el lazo típico, modelado mediante la Clase `BaseLoop`. En caso contrario, la simulación se realizará para cada lazo del campo, lo que puede ser interesante si los lazos o sus componentes cuentan con diferentes valores en sus parámetros. Se ha implementado esta posibilidad de cara a desarrollos futuros.

Una vez que el método `runSimulation` ha procesado todas las filas seleccionadas del DataFrame *datasource*, los datos calculados que se han ido añadiendo al DataFrame son volcados a un archivo CSV para su posterior análisis.

3.4. Verificación por comparación con otra herramienta de simulación

Con el fin realizar una primera verificación de nuestro código, compararemos en primer lugar los valores obtenidos para una determinada configuración de campo con los que se obtienen mediante System Advisor Model (SAM, [20]), un software de reconocido prestigio muy empleado en el sector de las energías renovables. Las posibilidades de SAM van mucho más allá del alcance de nuestro código, pudiendo realizar el modelado no solo de sistemas de energía solar de concentración sino también de sistemas fotovoltaicos, geotérmicos, mareomotrices, eólicos, de biomasa por ejemplo. Dentro de los sistemas de energía solar térmica de concentración, ofrece la posibilidad de modelar centrales de las cuatro principales tecnologías ya comentadas y, a su vez, de diversas variedades dentro de cada una de éstas. SAM realiza también el análisis económico y financiero del proyecto basándose principalmente en la generación de electricidad que se espera producir. Por este motivo, SAM tiene en cuenta el acoplamiento del campo solar con el bloque de potencia a la hora de realizar la simulación. Esto hace que no podamos comparar directamente nuestro programa con los modelos de SAM para generación eléctrica, pues los ajustes que hace SAM afectan al comportamiento del campo, introduciendo limitaciones de caudal de HTF y de potencia térmica transferida al bloque de potencia, desenfoques en el campo, rampas de arranque e inercias del sistema que quedan fuera de nuestro alcance. En cambio, SAM también cuenta con un módulo para la simulación de un sistema de generación de calor para proceso industrial (IPH, Industrial Process Heat) basado en el modelo Físico que emplea para la simulación de plantas CCP. Emplearemos este módulo para comparar los resultados de SAM con nuestro simulador tal y como ese explica a continuación.

3.4.1. Configuración de la simulación para comparación con SAM

Para que una simulación realizada con el módulo IPH de SAM sea comparable a la nuestra, indicaremos a SAM que no existe almacenamiento térmico para evitar los procesos de mezcla de HTF a diferentes temperaturas que se producirían en ese caso. También indicaremos que el sumidero térmico tiene capacidad elevada, lo que, en principio, nos obligaría a seleccionar un tamaño de campo solar muy grande. Para que el tamaño de campo solar sea igual al del campo que queremos simular indicaremos a SAM que las

condiciones de radiación solar nominales son mucho más elevadas que las que se alcanzarán en cualquier momento el año (hemos puesto un valor de $(2000W/m^2)$). De este modo, conseguimos que el dimensionado que hace SAM del campo solar sea igual que el nuestro (120 lazos), pero que a lo largo de la simulación con datos de radiación reales no se produzca desenfoque en ningún momento. Es decir, con esta configuración de SAM extraemos del campo solar toda energía posible, al igual que hace nuestro simulador.

Puesto que solo modelamos el campo, no tenemos a priori ninguna información sobre la temperatura de retorno del HTF frío desde el intercambiador donde cede su energía al sumidero térmico. Con el fin de que la comparación sea lo más ajustada posible, aprovecharemos los datos de temperatura de HTF frío que se obtienen de la simulación de SAM como datos de entrada para nuestra simulación. De esta forma, en ambas simulaciones el salto térmico se realiza desde el mismo punto de partida. Además, indicaremos a SAM que no existe inercia térmica en tuberías y concentradores y prescindiremos del cálculo de pérdidas térmicas en las primeras.

Respecto al fluido caloportador, SAM nos permite seleccionar entre una serie de fluidos preconfigurados. Seleccionaremos *Therminol VP-1* pues también podemos simular este fluido con nuestro programa.

Realizaremos la simulación para un año completo. Contamos con los datos meteorológicos del año 2007 en formato TMY3. En la Fig.3.4 se puede ver la pestaña de configuración de SAM para seleccionar el origen de datos meteorológicos.

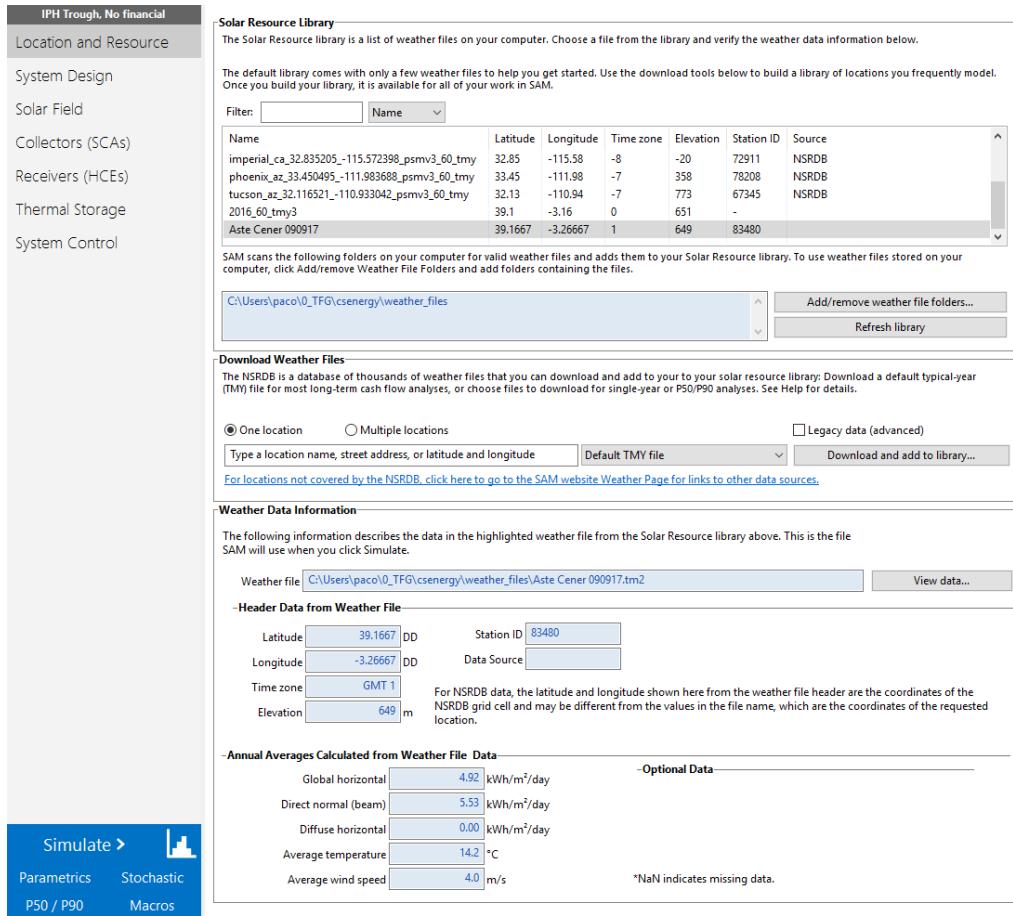


Fig. 3.4. Configuración SAM. Selección del archivo de datos meteorológicos

La versión de SAM utilizada ha sido la "2020.2.29, 64 bit, updated to revision 1". En la Fig.3.5 podemos ver la pestaña de configuración del campo solar.

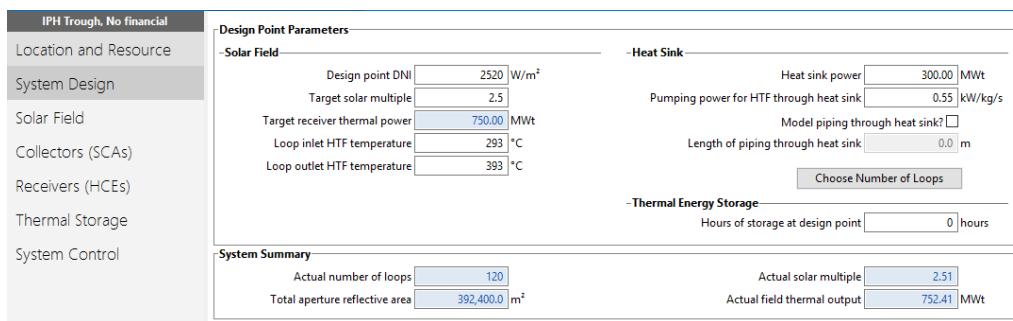


Fig. 3.5. Configuración SAM. Campo solar

Los SCA, modelo SenerTrough I diseñado por Sener, se han parametrizado de la siguiente manera a partir del modelo EuroTrough ET150:

Parámetro	Valor
Longitud	148,5 (m)
Apertura	5,77 (m)
Distancia Focal	2,1 (m)
Coeficiente F_0 del IAM	1
Coeficiente F_1 del IAM	0,0506
Coeficiente F_2 del IAM	-0,1763
Precisión del seguidor	0,99
Precisión geométrica	0,98
Disponibilidad	0,99
Reflectividad	0,935
Limpieza	0,98

TABLA 3.3. Configuración del SCA modelo SenerTrough I de Sener

En la Fig.3.6 puede verse una captura de pantalla de la pestaña de configuración del tipo de SCA en SAM. En la Fig.3.7, puede verse la pestaña correspondiente a la configuración de HCE. En este caso el modelo empleado es el UVAC 3, de Solel, con los parámetros que se indican en la tabla 3.4.

La captura de pantalla muestra la configuración del SCA SenerTrough I en el software SAM. El menú lateral izquierdo incluye: IPH Trough, No financial, Location and Resource, System Design, Solar Field, Collectors (SCAs), Receivers (HCEs), Thermal Storage y System Control. La configuración se divide en tres secciones principales:

- Design Point Parameters - Solar Field:** Muestra los siguientes valores:
 - Design point DNI: 2520 W/m²
 - Target solar multiple: 2,5
 - Target receiver thermal power: 750,00 MWt
 - Loop inlet HTF temperature: 293 °C
 - Loop outlet HTF temperature: 393 °C
- Heat Sink:** Muestra los siguientes valores:
 - Heat sink power: 300,00 MWt
 - Pumping power for HTF through heat sink: 0,55 kW/kg/s
 - Model piping through heat sink? (checkbox)
 - Length of piping through heat sink: 0,0 m
 - Choose Number of Loops (botón)
- Thermal Energy Storage:** Muestra el valor de Hours of storage at design point: 0 hours.

System Summary: Muestra los siguientes valores:

- Actual number of loops: 120
- Actual solar multiple: 2,51
- Total aperture reflective area: 392,400,00 m²
- Actual field thermal output: 752,41 MWt

Fig. 3.6. Configuración SAM. Configuración del SCA SenerTrough I a partir del modelo EuroTrough ET150

IPH Trough, No financial

Solar Field Design Point

Single loop aperture	3,270 m ²
Loop optical efficiency	0.772
Total loop conversion efficiency	0.761
Total required aperture, SM=1	156,456 m ²
Required number of loops, SM=1	48
Total tracking power	60,000 W
Actual number of loops	120
Total aperture reflective area	392,400 m ²
Actual solar multiple	2.51
Actual field thermal output	752,415 MWt
Loop inlet HTF temperature	293 °C
Loop outlet HTF temperature	393 °C

Solar Field Parameters

Row spacing	16.25 m
Header pipe roughness	4.57e-05 m
HTF pump efficiency	0.85
Piping thermal loss coefficient	0 W/m ² -K
Wind stow speed	25 m/s
Receiver startup delay time	0 hr
Receiver startup delay energy fraction	0 -
Collector startup energy	0 kWh/eca
Tracking power per SCA	125 W/eca
Number of field subsections	1
Allow partial defocusing	Simultaneous <input checked="" type="checkbox"/>

Heat Transfer Fluid

Field HTF fluid	Therminol VP-1
Field HTF min operating temp	12 °C
Field HTF max operating temp	400 °C
Freeze protection temp	50 °C
Min single loop flow rate	1.7 kg/s
Max single loop flow rate	20 kg/s
Min field flow velocity	0.6 m/s
Max field flow velocity	8.3 m/s
Cold Headers	2 m/s
Hot Headers	2 m/s
Header design min flow velocity	2 m/s
Header design max flow velocity	10 m/s

Collector Orientation

Collector tilt	0 deg
Tilt: horizontal=0, vertical=90	
Collector azimuth	0 deg
Azimuth: equator=0, west=90	
Stow angle	170 deg
Deploy angle	10 deg

Mirror Washing

Water usage per wash	0.7 L/m ² , aper.
Washes per year	12

Plant Heat Capacity

Hot piping thermal inertia	0 kWht/K-MWt
Cold piping thermal inertia	0 kWht/K-MWt
Field loop piping thermal inertia	0 Wht/K-m

Land Area

Solar field area	273 acres
Non-solar field land area multiplier	1.1
Total land area	300 acres

Single Loop Configuration

The specification below is only for one loop in the solar field.

Usage tip: To configure the loop, choose whether to edit SCAs, HCEs or defocus order. Select assemblies by clicking one or dragging the mouse over multiple items. Assign types to selected items by pressing keys 1-4.

Number of SCA/HCE assemblies per loop: Edit SCAs Edit HCEs Edit Defocus Order

SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1	SCA: 1
HCE: 1 DF# 4	HCE: 1 DF# 3	HCE: 1 DF# 2	HCE: 1 DF# 1

Simulate > 

Parametrics Stochastic
P50 / P90 Macros

Fig. 3.7. Configuración SAM. Configuración del HCE UVAC 3 con vacío

Parámetro	Valor
Logintud	4,05 (m)
Factor de longitud efectiva, γ_L	0,96
Factor de interceptación geométrica, γ_g	0,96
Diámetro interior del tubo absorbedor, d_{ri}	0,066 (m)
Diámetro exterior del tubo absorbedor, d_{ror}	0,070 (m)
Diámetro interior de la envolvente de vidrio, d_{gi}	0,115 (m)
Diámetro exterior de la envolvente de vidrio, d_{go}	0,121 (m)
Rugosidad interior	0,000045 (m)
Factor de emisividad, A_1	0,000206
Factor de emisividad, A_0	0,0430
Absortibilidad solar del receptor	0,96
Transmisividad del vidrio	0,96
Valor mínimo del número de Reynolds recomendado	2300
Distancia de separación entre brazos de soportación	4,05 (m)

TABLA 3.4. Configuración del HCE modelo UVAC 3 de Solel

Se ha considerado que todos los HCE del campo se encuentran en buen estado de vacío.

Para la configuración de la simulación con nuestro código se debe crear un archivo en formato JSON con el que se le pasa toda la información necesaria. Con el fin de facilitar la creación de este archivo de configuración se ha desarrollado una sencilla interfaz que sirve de guía durante el proceso. En la Fig.3.8 se muestra la primera pantalla de la interfaz de configuración. El archivo de origen de datos incluye los mismos datos meteorológicos que se han empleado para SAM y, además, los datos de temperatura de entrada del HTF al campo solar que ha generado SAM en la simulación IPH. También emplearemos el caudal calculado por SAM para compararlo con el que calcula nuestro simulador.

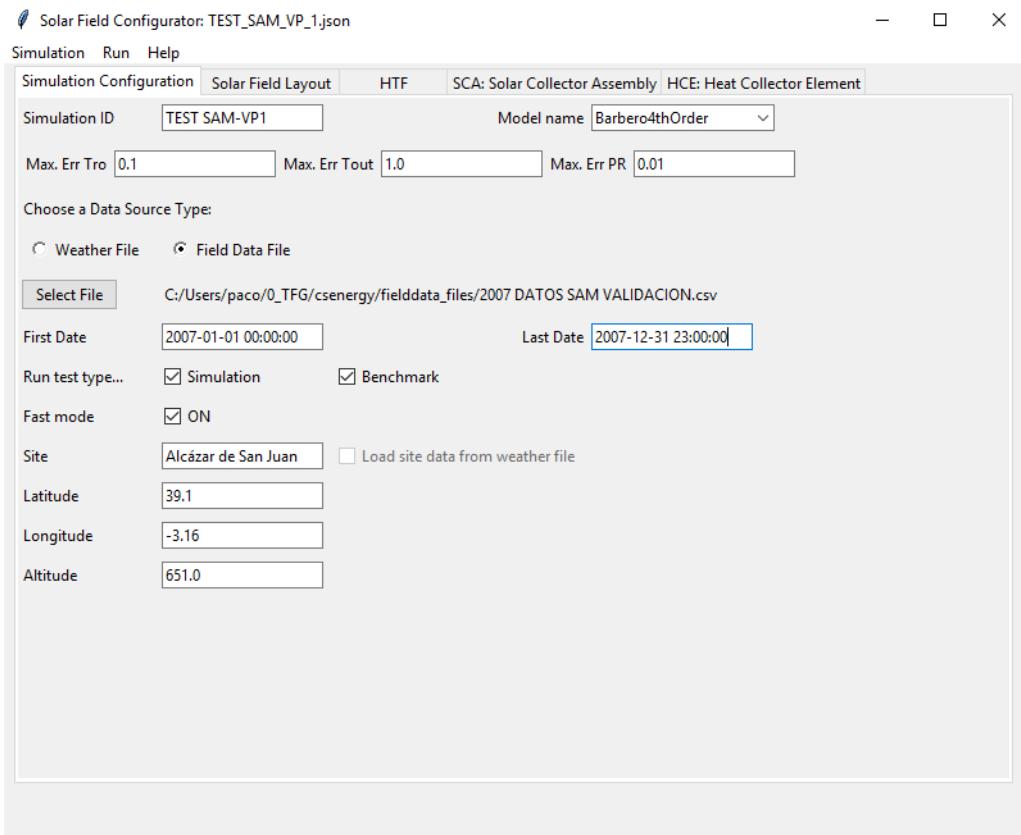


Fig. 3.8. Configuración de la simulación. Selección del tipo de simulación, fichero de datos y lugar de emplazamiento.

La configuración del campo solar es similar a la de SAM. Con el fin acelerar el proceso de simulación, consideraremos que hay 2 HCEs en cada SCA. Es decir, cada HCE tiene una longitud de 72,9 m, que está por debajo del límite de 100 m que nos hemos impuesto como criterio de validez del tamaño de malla para el modelo unidimensional. El caudal mínimo de recirculación en cada lazo es de 1,7 kg/s. La temperatura de salida deseada es de 393°C (666,15 K).

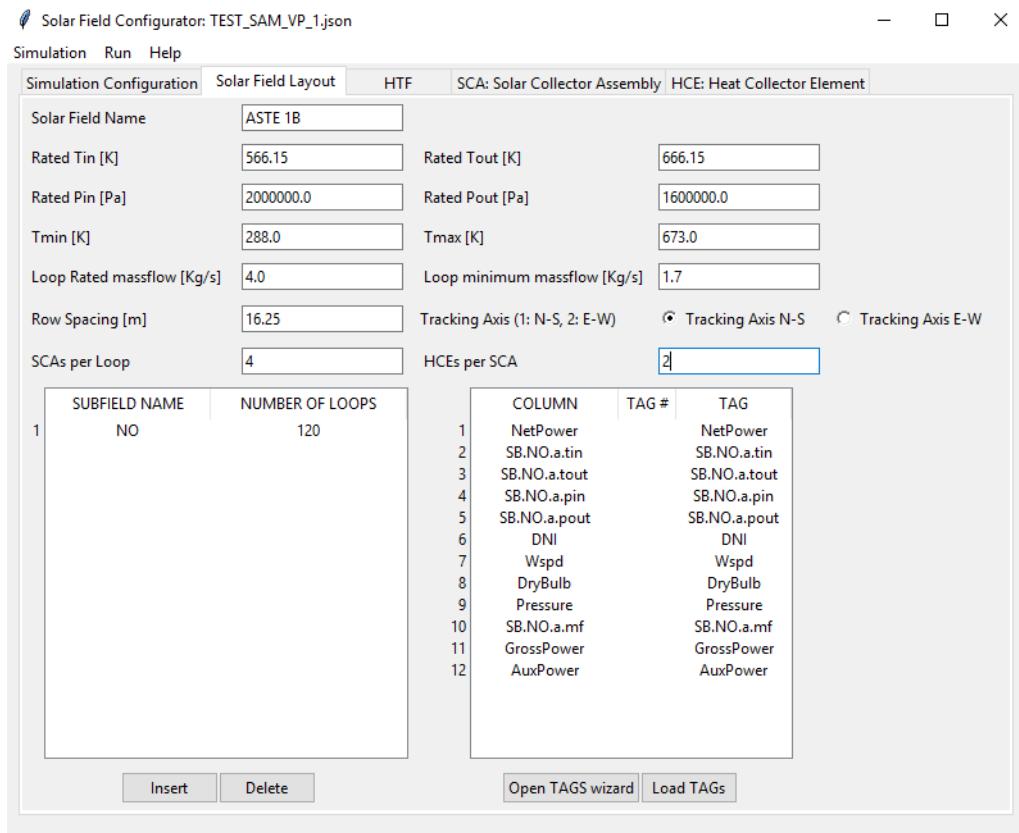


Fig. 3.9. Configuración de la simulación. Configuración del campo solar, número de subcampos, lazos, configuración de los lazos, valores nominales y asistente para relacionar los identificadores de las columnas del archivo de origen de datos con los que maneja el programa.

El fluido caloportador *Therminol VP-1* se configura tal y como puede verse en la Fig.3.10. Los coeficientes se cargan desde una librería donde los hemos guardado previamente tras su obtención según se indicó en el apartado 3.2.7.

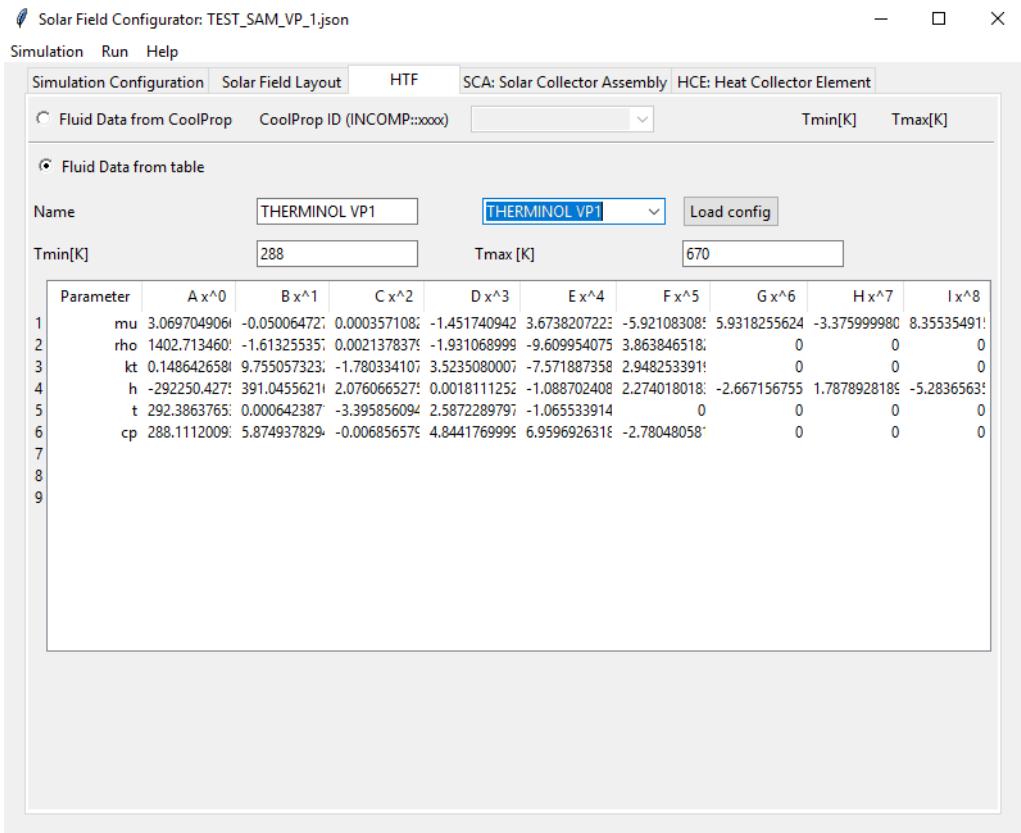


Fig. 3.10. Configuración de la simulación. Selección y configuración del fluido calorportador

Finalmente, en las figuras 3.11 y 3.12 puede verse la configuración del tipo de SCA y HCE respectivamente.

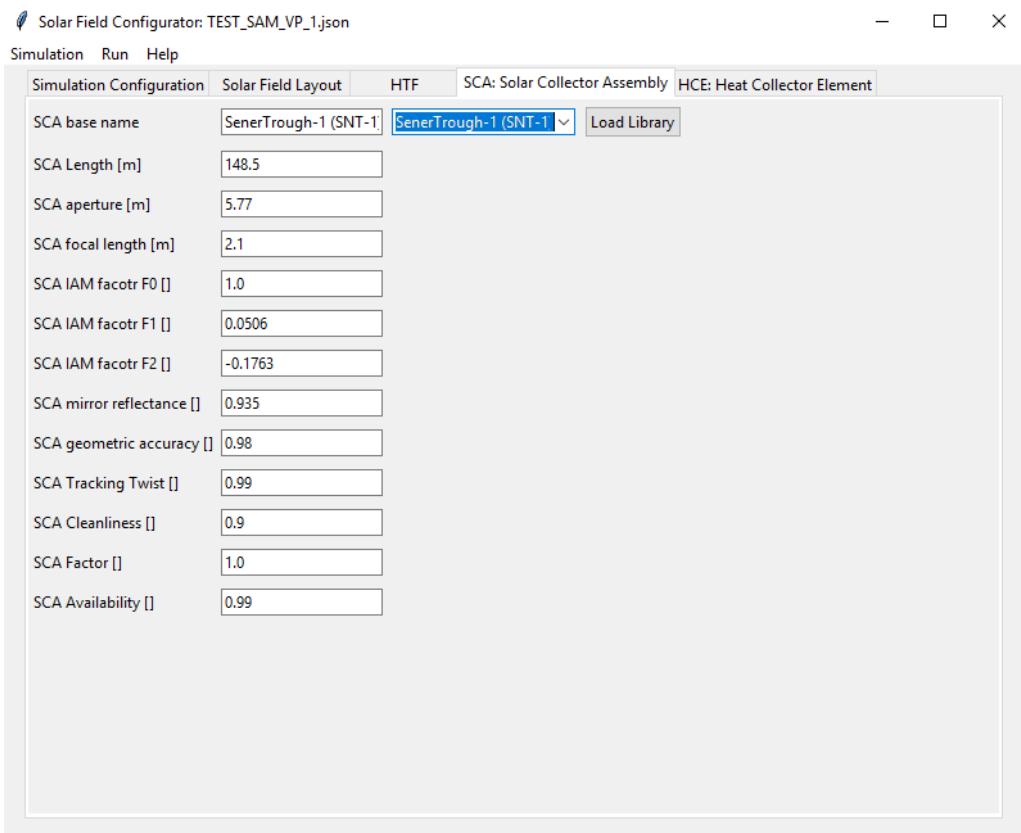


Fig. 3.11. Configuración de la simulación. Selección del modelo de SCA y configuración

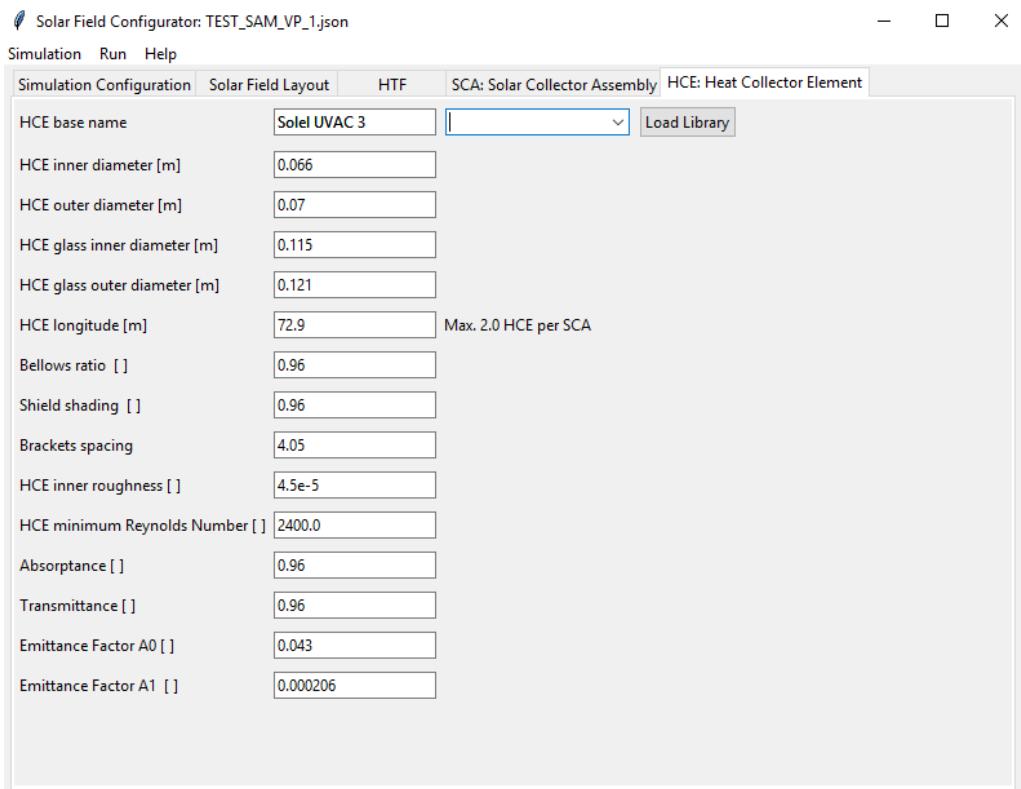


Fig. 3.12. Configuración de la simulación. Selección del modelo de HCE y configuración

3.4.2. Resultados de la verificación

Una vez que tenemos configurado SAM y nuestro programa de la misma manera ejecutamos SAM sobre un archivo con los datos meteorológicos de un año y en valores horarios, en concreto se trata de los datos del año 2007 que se emplearon para el estudio y anteproyecto de construcción de plantas reales emplazadas en el mismo lugar para el que hemos configurado la simulación.

En el campo solar de 120 lazos, con una superficie total de captación de $392400\ m^2$ la energía anual incidente es de 792,1 GWh, que se ve reducida a 686,4 GWh debido a que el ángulo de incidencia es distinto de cero (efecto coseno).

En la Tabla 3.5 se muestran los valores calculados por SAM y los que obtenemos con nuestro código. SAM denomina "Receiver thermal power incident" a la radiación solar que finalmente alcanza al absorbedor, es decir, la radaciación solar incidente menos las pérdidas ópticas. Este valor es equivalente a lo que nosotros hemos venido denominando potencia absorbida, \dot{q}_{abs}'' .

Valores anuales	SAM	Código Python
Potencia incidente (GWh/año)	686	686
Potencia absorbida (GWh/año)	477	491
Rendimiento óptico	0,695	0,716
Pérdidas térmicas (GWh/año)	64	73
Rendimiento térmico	0,866	0,851
Potencia térmica (GWh/año)	413	418

TABLA 3.5. Resultados globales anuales para las simulaciones con SAM y Python

Comprobamos que existe una ligera desviación en el rendimiento óptico anual (2,9 %) y en el rendimiento térmico anual (1,9 %). El origen de esta desviación se encuentra en la dificultad de adaptar exactamente la configuración de nuestra simulación a la de SAM pues no todos los parámetros son equivalentes en ambos casos. Por otro lado, por tratarse de valores anuales, existe una acumulación de pequeñas desviaciones que se producen entre ambas simulaciones, principalmente a primera y última hora del día y durante jornadas

de gran inestabilidad en la radiación.

Nos fijaremos ahora en el comportamiento a lo largo de un día completo. Hemos seleccionado un día de gran estabilidad y buena radiación solar y otro día menos estable y con peores condiciones. En las figuras 3.13 a 3.15 podemos ver la evolución del caudal, la temperatura y la potencia térmica en ambas simulaciones para el día 17 de julio (buenas condiciones de radiación y estabilidad). En las figuras 3.16 a 3.18 podemos ver la evolución para el día 17 de junio, con peores condiciones tal y como se aprecia por los altibajos que presentan las curvas a lo largo del día. En todas las gráficas se ha representado DNI en el eje secundario.

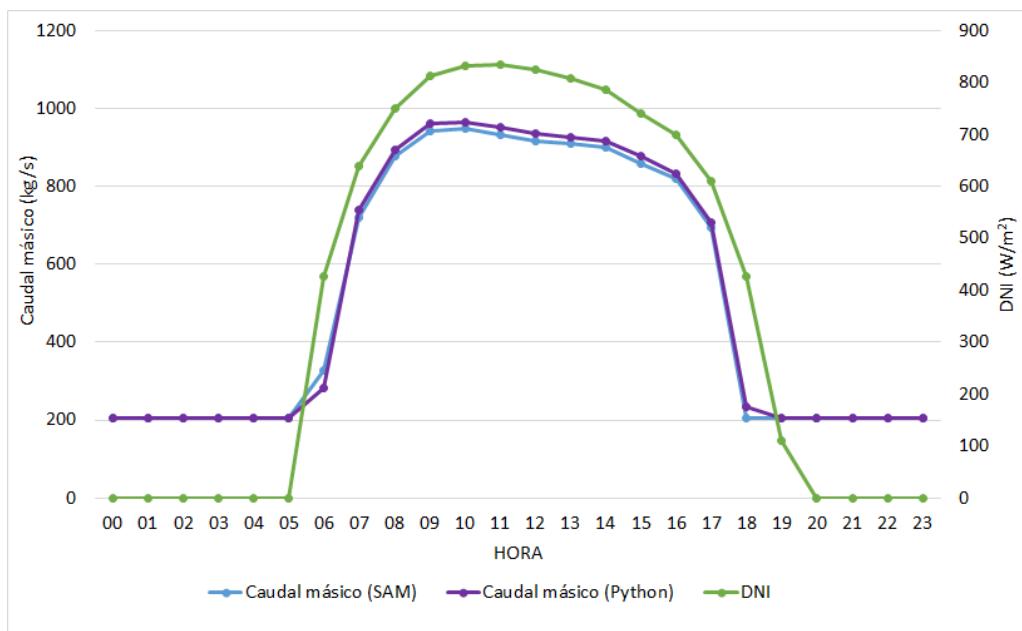


Fig. 3.13. Caudal másico calculado por SAM y por el código Python para el día 17/07/2007

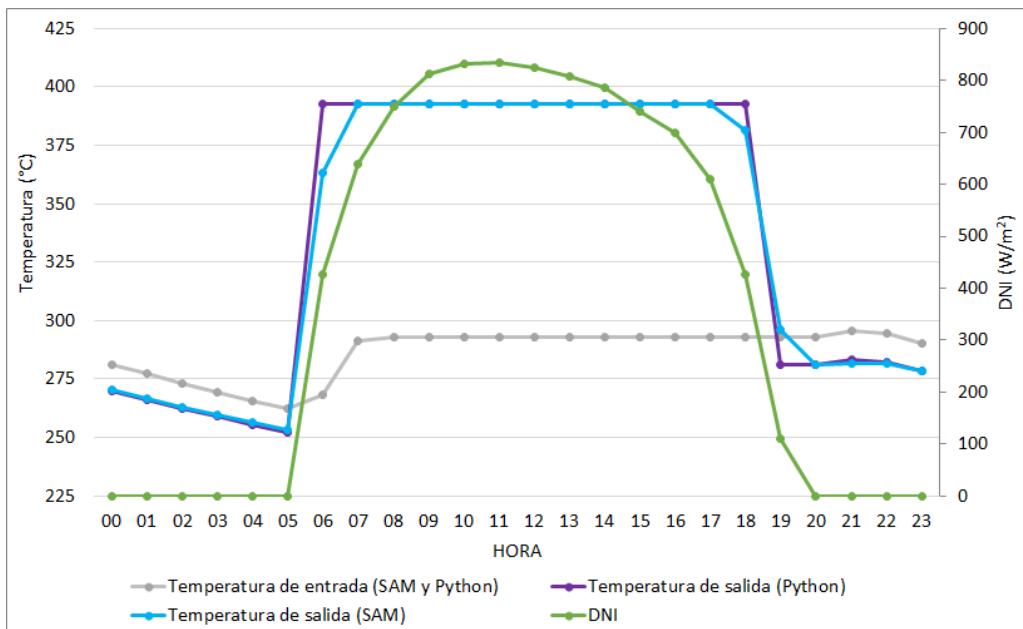


Fig. 3.14. Temperatura de entrada y de salida calculadas por SAM y por el código Python para el día 17/07/2007

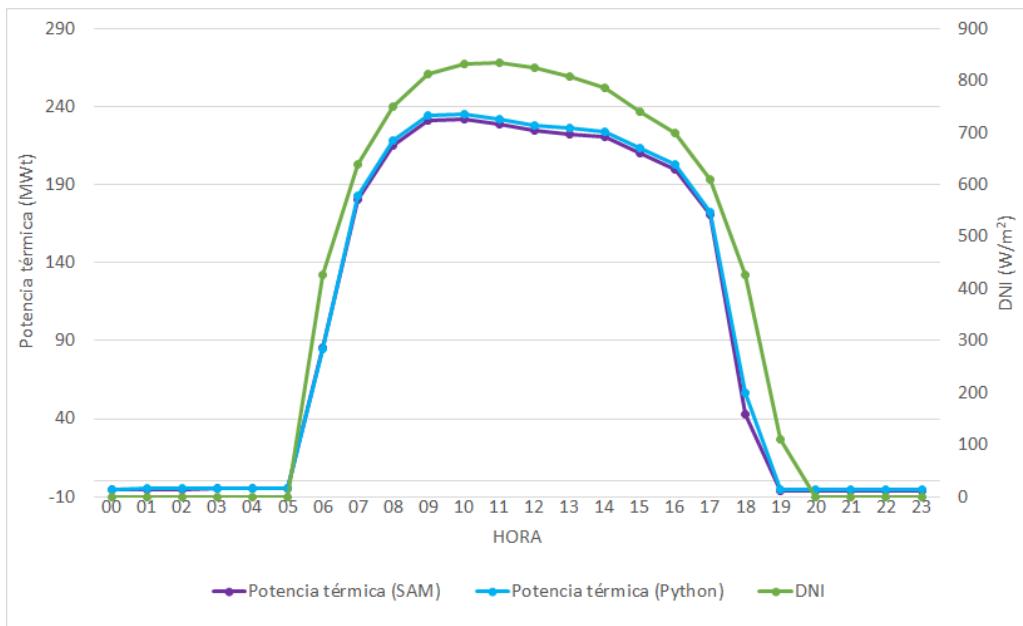


Fig. 3.15. Potencia térmica calculada por SAM y por el código Python para el día 17/07/2007

La tabla 3.6 muestra los datos de caudal, temperatura y potencia para los 24 registros horarios del día 17 de julio.

Hora	DNI (S, P) (W/m ²)	Caudal (S) (kg/s)	Caudal (P) (kg/s)	T _{in} (S, P) (°C)	T _{out} (S) (°C)	T _{out} (P) (°C)	Pot. Térmica (S) (MWt)	Pot. Térmica (P) (MWt)
0:00	0	204,0	204,0	281,3	270,4	270,0	-5,5	-5,2
1:00	0	204,0	204,0	277,2	266,6	266,2	-5,3	-5,0
2:00	0	204,0	204,0	273,3	263,1	262,5	-5,1	-4,8
3:00	0	204,0	204,0	269,5	259,6	259,0	-4,9	-4,7
4:00	0	204,0	204,0	265,8	256,2	255,6	-4,7	-4,6
5:00	0	204,0	204,0	262,3	253,0	252,3	-4,6	-4,4
6:00	426	326,4	282,9	268,5	363,0	392,7	85,7	84,5
7:00	639	721,1	739,0	291,4	392,6	392,9	180,1	182,8
8:00	750	876,3	894,9	292,9	392,8	392,9	215,2	218,3
9:00	812	943,4	961,0	293,0	392,5	392,9	230,7	234,3
10:00	831	947,0	964,8	293,0	392,5	392,9	231,6	235,2
11:00	834	933,5	951,8	293,0	392,6	392,9	228,4	232,0
12:00	825	917,1	935,7	293,0	392,6	392,9	224,6	228,1
13:00	809	908,3	926,8	293,0	392,7	392,9	222,6	225,9
14:00	787	899,1	917,5	293,0	392,7	392,9	220,4	223,6
15:00	740	857,7	876,1	293,0	392,9	392,9	210,6	213,5
16:00	699	818,2	831,4	293,0	392,5	392,9	200,1	202,7
17:00	610	694,2	706,8	293,0	392,9	392,9	170,5	172,3
18:00	426	204,0	232,5	293,0	381,4	392,9	43,1	56,7
19:00	109	204,0	204,0	293,0	295,9	281,0	-6,4	-5,6
20:00	0	204,0	204,0	293,0	280,9	281,0	-6,2	-5,6
21:00	0	204,0	204,0	295,7	281,4	283,5	-6,3	-5,7
22:00	0	204,0	204,0	294,6	281,9	282,5	-6,3	-5,6
23:00	0	204,0	204,0	290,5	278,6	278,6	-6,0	-5,5

TABLA 3.6. Resultados de las simulaciones (S: SAM, P: Python) del día 17 de julio de 2007. Condiciones estables

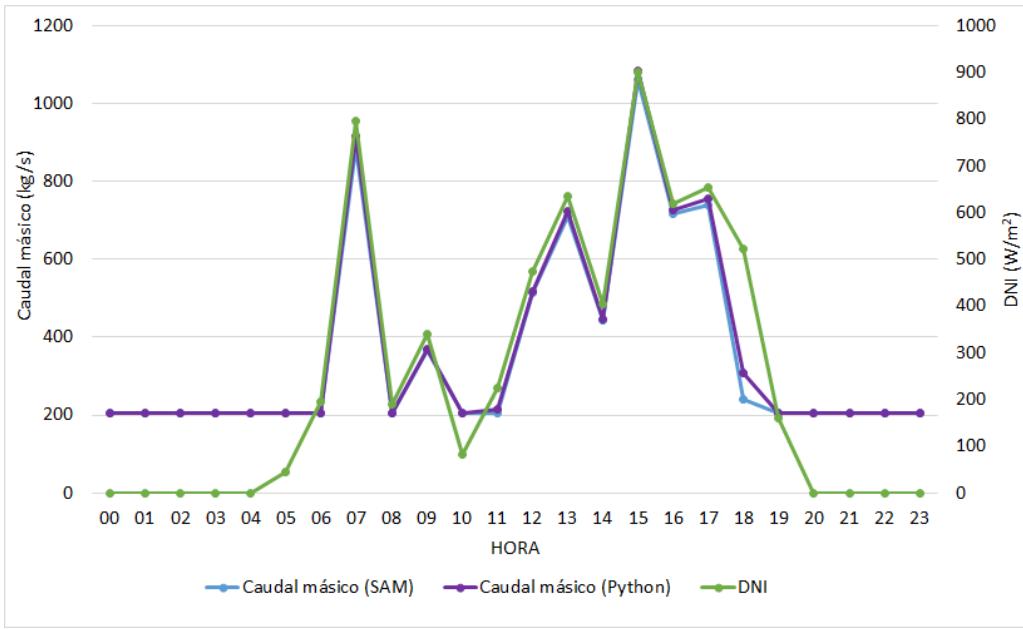


Fig. 3.16. Caudal másico calculado por SAM y por el código Python para el día 17/06/2007

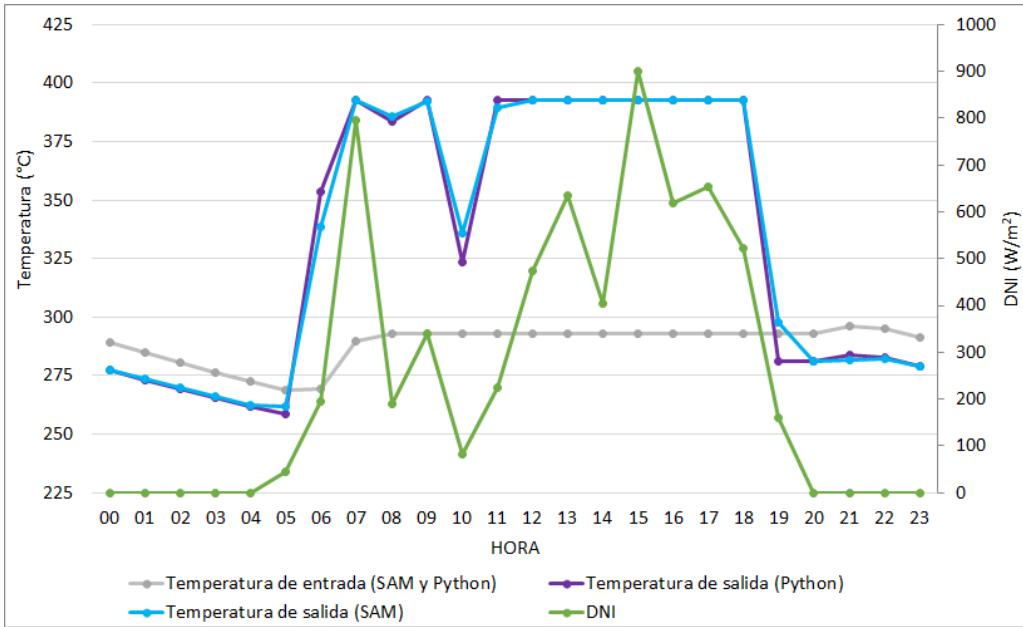


Fig. 3.17. Temperatura de entrada y de salida calculadas por SAM y por el código Python para el día 17/06/2007

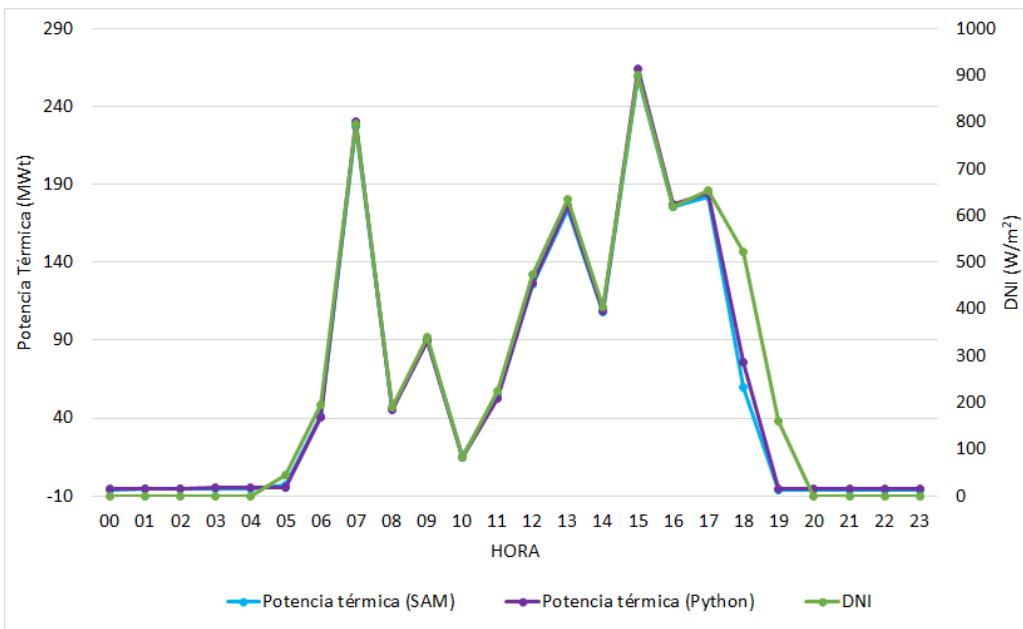


Fig. 3.18. Potencia térmica calculada por SAM y por el código Python para el día 17/06/2007

En la tabla 3.7 se muestran los datos correspondientes al día 17 de junio de 2007.

Hora	DNI (S, P) (W/m ²)	Caudal (S) (kg/s)	Caudal (P) (kg/s)	T _{in} (S, P) (°C)	T _{out} (S) (°C)	T _{out} (P) (°C)	Pot. Térmica (S) (MWt)	Pot. Térmica (P) (MWt)
0:00	0	204,0	204,0	289,3	277,5	277,4	-6,0	-5,5
1:00	0	204,0	204,0	284,8	273,5	273,3	-5,8	-5,3
2:00	0	204,0	204,0	280,6	269,6	269,3	-5,5	-5,1
3:00	0	204,0	204,0	276,5	265,9	265,5	-5,3	-5,0
4:00	0	204,0	204,0	272,5	262,3	261,8	-5,1	-4,8
5:00	45	204,0	204,0	268,8	262,0	258,4	-3,2	-4,7
6:00	194	204,0	204,0	269,2	338,7	353,3	41,5	40,3
7:00	795	885,8	916,9	289,7	392,7	392,9	227,1	230,5
8:00	189	204,0	204,0	292,8	385,9	383,5	46,1	44,9
9:00	339	366,8	367,7	292,9	392,2	392,9	90,0	89,7
10:00	81	204,0	204,0	293,0	336,0	323,7	15,6	14,7
11:00	225	204,0	215,4	293,0	389,6	392,9	53,8	52,5
12:00	473	514,8	518,7	293,0	392,6	392,9	125,8	126,4
13:00	634	711,7	722,5	293,0	392,5	392,9	174,1	176,1
14:00	403	442,9	445,2	293,0	392,5	392,9	108,4	108,5
15:00	899	1059,6	1082,5	293,0	392,7	392,9	259,6	263,9
16:00	619	716,1	727,6	293,0	392,7	392,9	175,4	177,4
17:00	654	740,2	755,1	293,0	393,0	392,9	181,9	184,1
18:00	522	241,7	309,5	293,0	392,7	392,9	59,4	75,4
19:00	160	204,0	204,0	293,0	297,8	280,9	-6,5	-5,6
20:00	0	204,0	204,0	293,0	281,0	280,9	-6,2	-5,6
21:00	0	204,0	204,0	296,2	281,6	283,8	-6,4	-5,7
22:00	0	204,0	204,0	295,3	282,4	282,9	-6,4	-5,7
23:00	0	204,0	204,0	291,1	279,1	279,1	-6,1	-5,6

TABLA 3.7. Resultados de las simulaciones (S: SAM, P: Python) para el día 17 de junio de 2007. Condiciones inestables

En vista a los resultados de la comparación con SAM, consideramos que nuestro código obtiene valores adecuados y cuenta con la flexibilidad suficiente que permite emplearlo en la simulación del comportamiento de concentradores cilindroparabólicos. En el siguiente capítulo realizaremos algunos análisis a modo de ejemplo.

4. APLICACIONES DEL CÓDIGO DE SIMULACIÓN

4.1. Aplicación para el análisis paramétrico

Una vez que hemos confirmado que nuestro código es una herramienta válida para la simulación de un campo solar real, nos proponemos, a continuación, aprovecharlo para analizar el comportamiento de los componentes del campo solar bajo diferentes condiciones o con diferentes configuraciones. Este tipo de análisis es de especial utilidad durante la fase de diseño, cuando deben seleccionarse los componentes del sistema con el fin de alcanzar unos objetivos de rendimiento o potencia generada.

4.1.1. Rendimiento del HCE en función de la radiación normal directa, *DNI*

En la tabla 4.1 se muestran los coeficientes para el cálculo de la emisividad ε_{ext} conforme a la ec.(3.12) y el valor de la absorptividad de algunos modelos de HCE según se recogen en [1].

Receptor	A_0	A_1	Absortividad (%)
Solel UVAC 2/2008	1,31E-04	1,01E-01	97
Solel UVAC 3/2010	2,06E-04	4,30E-02	96
Schott PTR70	1,82E-04	8,61E-02	95
Schott PTR70/2008	1,43E-04	3,45E-02	95,5
SkyFuel SkyTrough DSP	1,48E-04	4,00E-02	95*
ASE HEMS08	2,03E-04	-1,03E-02	95
NREL #6	1,52E-04	1,96E-03	96

TABLA 4.1. Constantes del modelo de emisividad equivalente para cada uno de los receptores seleccionados. *Al no disponerse de este dato, se ha empleado este valor con el fin de poder incluir el modelo en el test.

Fuente [1]

Si simulamos el comportamiento de un único HCE de cada modelo (considerando que todos tienen la misma longitud de 4,05 m), para diferentes valores de DNI y bajo las

mismas condiciones de caudal y temperatura de entrada del HTF, podemos realizar una comparativa de los rendimientos. Salvo que se diga lo contrario, en adelante emplearemos los mismos datos geográficos ya indicados cuando realizamos la simulación de verificación con SAM. Para la fecha y hora de simulación se empleará el 1 de julio a las 12:00 UTC (14:00 hora local).

En la tabla 4.2 se muestran los resultados de los rendimientos calculados para cada modelo de HCE con una temperatura de entrada de 300 °C y un caudal de 6 kg/s.

$DNI(W/m^2)$	Schott PTR70	Schott PTR70 2008	Solel UVAC 2	Solel UVAC 3	SkyFuel SkyTrough DSP	ASE HEMS08	NREL #6
100	0,521	0,728	0,521	0,638	0,837	0,818	0,834
200	0,757	0,862	0,757	0,816	0,917	0,907	0,916
300	0,837	0,907	0,837	0,876	0,944	0,938	0,943
400	0,876	0,930	0,877	0,907	0,958	0,953	0,957
500	0,900	0,944	0,900	0,925	0,966	0,962	0,965
600	0,917	0,953	0,917	0,937	0,971	0,968	0,971
700	0,928	0,959	0,928	0,945	0,975	0,972	0,975
800	0,937	0,964	0,937	0,952	0,978	0,976	0,978
900	0,943	0,968	0,943	0,957	0,980	0,978	0,980
1000	0,948	0,971	0,949	0,961	0,982	0,980	0,982

TABLA 4.2. Rendimiento en función de la radiación normal incidente para distintos modelos de HCE

En la Fig.4.1 se muestra gráficamente cómo evoluciona el rendimiento con el aumento de DNI . Se aprecia cómo los modelos de última generación presentan un buen comportamiento incluso con bajas radiaciones.

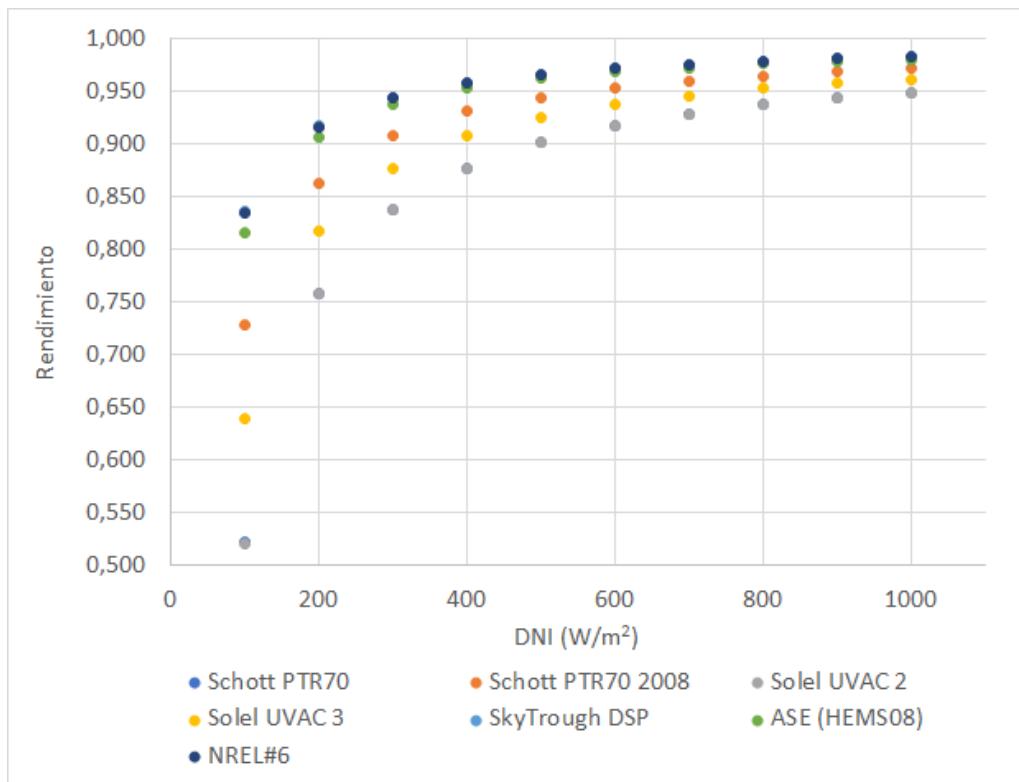


Fig. 4.1. Rendimiento térmico en función de DNI para diferentes modelos de HCE.

$$T_{in}=300 \text{ } ^\circ\text{C}, \dot{m} = 6 \text{ kg/s}$$

4.1.2. Rendimiento del HCE en función de la temperatura de entrada

Otra decisión importante que debe tomarse a la hora del diseño de un campo solar es la temperatura nominal de operación. Intervienen varios criterios, como la temperatura y el caudal de fluido caloportador que demanda el bloque de potencia así como las limitaciones que impone el propio fluido a fin de evitar su degradación. Un análisis del rendimiento del HCE en función de la temperatura de operación puede ayudar en la toma de decisiones y en la selección del modelo más adecuado.

En la tabla 4.3 se muestran los resultados de simular el funcionamiento de varios modelos de HCE con un caudal constante de fluido caloportador a diferentes temperaturas de entrada.

$T_{in}(^{\circ}C)$	Schott PTR70	Schott PTR70 2008	Solel UVAC 2	Solel UVAC 3	SkyFuel SkyTrough DSP	ASE HEMS08	NREL #6
200	0,975	0,986	0,974	0,982	0,993	0,993	0,993
210	0,972	0,985	0,971	0,980	0,992	0,992	0,992
220	0,969	0,983	0,969	0,978	0,991	0,990	0,991
230	0,966	0,981	0,965	0,976	0,990	0,989	0,990
240	0,963	0,979	0,962	0,973	0,988	0,988	0,988
250	0,959	0,977	0,958	0,970	0,987	0,986	0,987
260	0,955	0,975	0,955	0,967	0,986	0,984	0,985
270	0,951	0,973	0,951	0,964	0,984	0,982	0,984
280	0,946	0,970	0,946	0,960	0,982	0,980	0,982
290	0,942	0,967	0,942	0,956	0,980	0,978	0,980
300	0,937	0,964	0,937	0,952	0,978	0,976	0,978
310	0,931	0,961	0,931	0,947	0,976	0,973	0,975
320	0,925	0,957	0,926	0,943	0,974	0,970	0,973
330	0,919	0,953	0,920	0,938	0,971	0,967	0,970
340	0,912	0,949	0,914	0,932	0,968	0,963	0,967
350	0,905	0,945	0,907	0,926	0,965	0,960	0,964
360	0,898	0,941	0,900	0,920	0,962	0,956	0,961
370	0,890	0,936	0,892	0,913	0,958	0,951	0,957
380	0,881	0,931	0,884	0,906	0,955	0,947	0,954
390	0,872	0,925	0,876	0,898	0,951	0,942	0,949
400	0,863	0,919	0,867	0,890	0,946	0,937	0,945
410	0,853	0,913	0,858	0,882	0,942	0,931	0,941

TABLA 4.3. Rendimiento en función de la temperatura de entrada del HTF para diferentes modelos de HCE

La representación gráfica evidencia la caída de rendimiento según aumenta la temperatura de entrada aunque, nuevamente, vemos que los modelos más modernos mantienen un mejor rendimiento a temperaturas más elevadas.

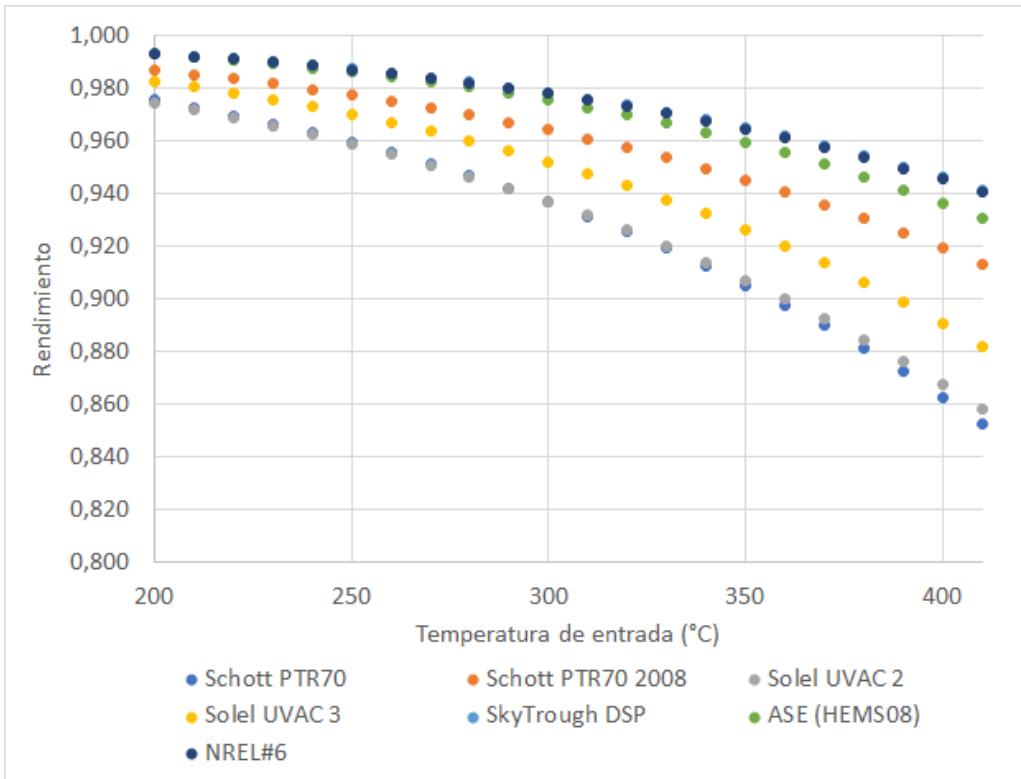


Fig. 4.2. Rendimiento térmico en función de la temperatura de entrada del HTF para diferentes modelos de HCE. $DNI = 800W/m^2$, $\dot{m} = 6 \text{ kg/s}$

4.1.3. Rendimiento del HCE en función del flujo de radiación absorbido, \dot{q}_{abs}''

El flujo de radiación absorbido, \dot{q}_{abs}'' , también es un factor determinante en el diseño del concentrador solar. Es interesante comprobar que el rendimiento aumenta según lo hace \dot{q}_{abs}'' pero, tal y como se aprecia en la Fig. 4.3, el Modelo de 4º Orden recoge la presencia de un máximo que no es recogido por los modelos de menos precisos.

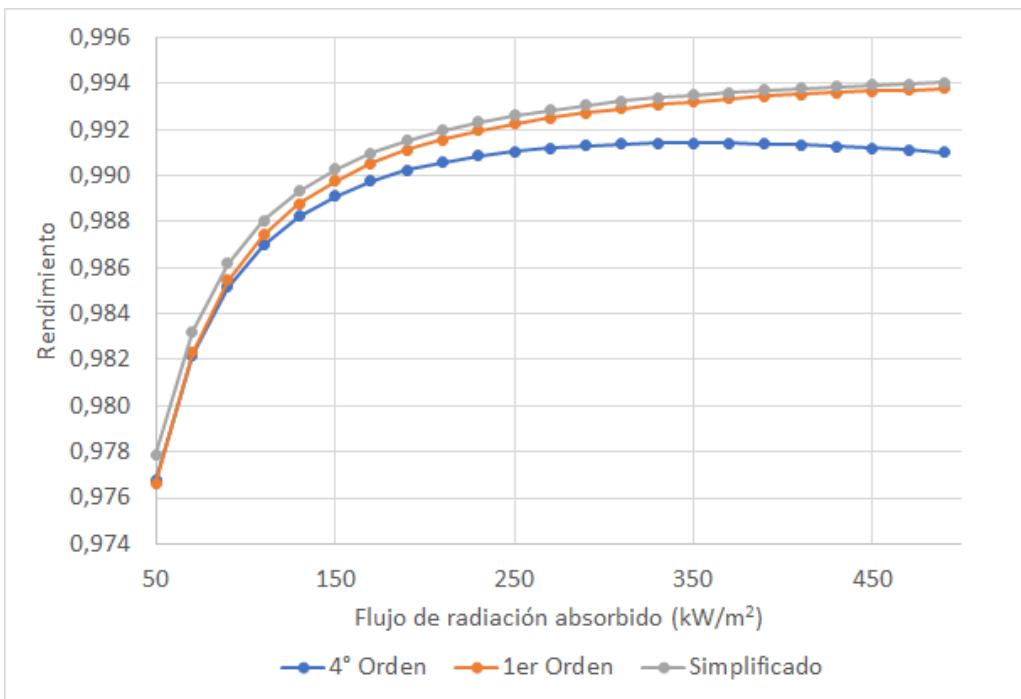


Fig. 4.3. Rendimiento térmico en función del flujo de radiación absorbido para diferentes modelos de HCE. $t_{in} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\dot{m} = 6 \text{ kg/s}$

Los valores correspondientes se muestran en la tabla 4.4.

\dot{q}_{abs}''	4° Orden	1 ^{er} Orden	Simplificado
50000	0,9768	0,9766	0,9779
70000	0,9822	0,9823	0,9832
90000	0,9852	0,9854	0,9862
110000	0,9870	0,9874	0,9881
130000	0,9882	0,9888	0,9893
150000	0,9891	0,9898	0,9903
170000	0,9898	0,9905	0,9910
190000	0,9902	0,9911	0,9915
210000	0,9906	0,9916	0,9920
230000	0,9908	0,9919	0,9923
250000	0,9910	0,9923	0,9926
270000	0,9912	0,9925	0,9929
290000	0,9913	0,9927	0,9931
310000	0,9914	0,9929	0,9932
330000	0,9914	0,9931	0,9934
350000	0,9914	0,9932	0,9935
370000	0,9914	0,9933	0,9936
390000	0,9914	0,9934	0,9937
410000	0,9913	0,9935	0,9938
430000	0,9913	0,9936	0,9939
450000	0,9912	0,9937	0,9939
470000	0,9911	0,9937	0,9940
490000	0,9910	0,9938	0,9940

TABLA 4.4. Rendimiento en función del flujo de radiación absorbido y para cada modelo teórico

4.1.4. Simulación con los diferentes modelos teóricos

Comparamos ahora el resultado de simular con los tres modelos: modelo de 4º Orden, modelo de 1^{er} Orden y modelo Simplificado. En las siguientes figuras podemos comparar los resultados de temperatura, caudal, rendimiento y potencia térmica de la configuración

de campo solar empleada en el apartado 3.4.1 para un día del año (se ha tomado el día 2 de marzo por tener buenas condiciones de radiación y estabilidad).

Hora	DNI (W/m ²)	T_{in} (°C)	T_{out} (SAM) (°C)	T_{out} (4 ^o Ord.) (°C)	T_{out} (1 ^{er} Ord.) (°C)	T_{out} (Simplif.) (°C)
0:00	0	277	266	266	266	261
1:00	0	273	262	262	262	258
2:00	0	269	259	258	258	254
3:00	0	265	255	255	255	251
4:00	0	262	252	251	251	248
5:00	0	258	249	248	248	245
6:00	0	255	246	245	245	242
7:00	234	252	263	243	243	240
8:00	596	272	377	393	393	393
9:00	724	292	392	393	393	393
10:00	806	293	393	393	393	393
11:00	859	293	393	393	393	393
12:00	876	293	393	393	393	393
13:00	867	293	393	393	393	393
14:00	846	293	393	393	393	393
15:00	781	293	393	393	393	393
16:00	663	293	393	393	393	393
17:00	420	293	313	281	281	275
18:00	1	293	284	281	281	275
19:00	0	298	282	285	285	280
20:00	0	298	284	285	285	279
21:00	0	293	281	281	281	276
22:00	0	289	277	277	277	272
23:00	0	284	273	273	273	268

TABLA 4.5. Temperaturas obtenidas en la simulación con cada modelo teórico. Datos del día 2/3/2007. Condiciones estables y buena radiación

El resultado gráfico de este test puede verse en la figura Fig.4.4, donde se aprecia que todos los modelos encuentran soluciones similares en la simulación. El resultado era de esperar pues las temperaturas de trabajo, inferiores a 400 °C, están dentro del rango de validez de aplicación de todos los modelos. Otra vez los resultados son muy parecidos a los obtenidos con SAM.

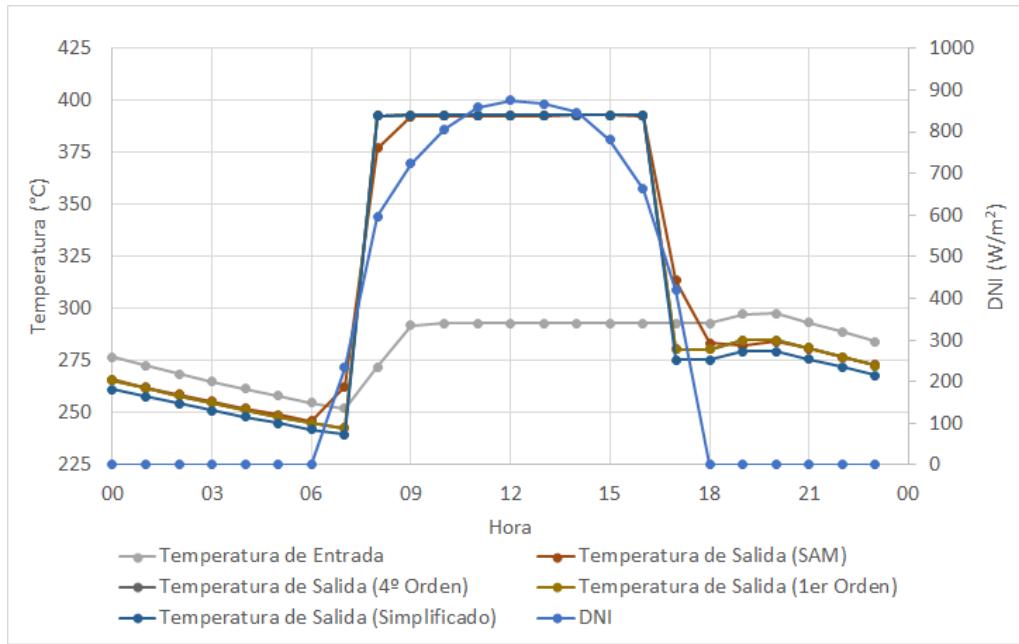


Fig. 4.4. Temperaturas de salida obtenidas con los tres modelos. Simulación con los datos del día 2/3/2007.

En el caso de los caudales y la potencia térmica los resultados son similares, tal y como se aprecia en las figuras 4.5 y 4.6 respectivamente. Los valores numéricos se muestran en las tablas 4.6 y 4.7.

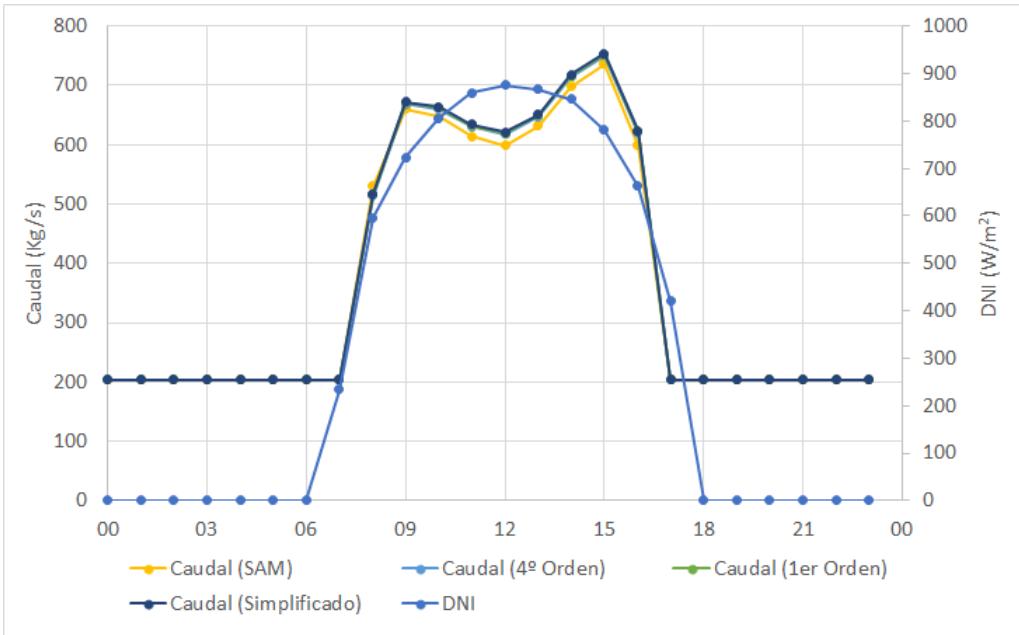


Fig. 4.5. Caudales de salida obtenidos con los tres modelos. Datos del día 2/3/2007.

Condiciones estables y buena radiación

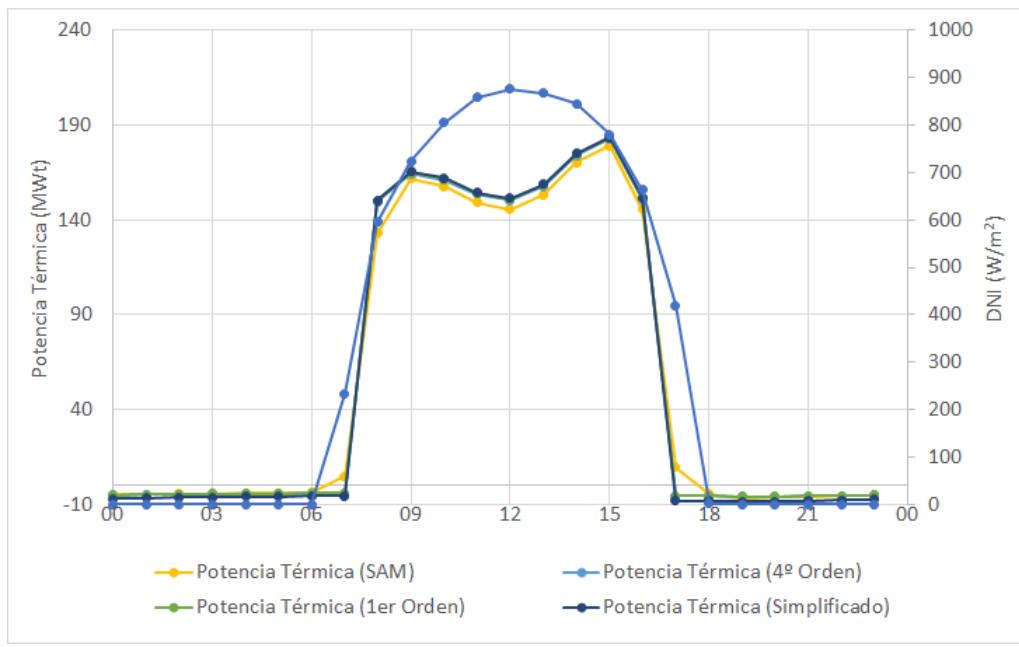


Fig. 4.6. Potencia térmica obtenida con cada uno de los tres modelos. Datos del día 2/3/2007. Condiciones estables y buena radiación

Hora	DNI (W/m ²)	Caudal (SAM) (kg/s)	Caudal (4 ^o Ord.) (kg/s)	Caudal (1 ^{er} Ord.) (kg/s)	Caudal (Simplif.) (kg/s)
0:00	0	204	204	204	204
1:00	0	204	204	204	204
2:00	0	204	204	204	204
3:00	0	204	204	204	204
4:00	0	204	204	204	204
5:00	0	204	204	204	204
6:00	0	204	204	204	204
7:00	234	204	204	204	204
8:00	596	530	514	516	518
9:00	724	660	669	670	672
10:00	806	648	661	663	664
11:00	859	614	630	632	634
12:00	876	599	617	619	621
13:00	867	632	648	650	651
14:00	846	699	714	716	718
15:00	781	736	750	752	753
16:00	663	599	620	622	624
17:00	420	204	204	204	204
18:00	1	204	204	204	204
19:00	0	204	204	204	204
20:00	0	204	204	204	204
21:00	0	204	204	204	204
22:00	0	204	204	204	204
23:00	0	204	204	204	204

TABLA 4.6. Caudales obtenidos en la simulación para cada modelo. Datos del día 2/3/2007. Condiciones estables y buena radiación

Hora	DNI (W/m ²)	P_{th} (SAM) (MWt)	P_{th} (4 ^o Ord.) (MWt)	P_{th} (1 ^{er} Ord.) (MWt)	P_{th} (Simplif.) (MWt)
0:00	0	-4,9	-5,0	-5,0	-6,9
1:00	0	-4,7	-4,9	-4,9	-6,7
2:00	0	-4,5	-4,8	-4,8	-6,5
3:00	0	-4,4	-4,6	-4,6	-6,3
4:00	0	-4,2	-4,5	-4,5	-6,0
5:00	0	-4,1	-4,4	-4,4	-5,9
6:00	0	-3,9	-4,3	-4,3	-5,7
7:00	234	4,7	-4,2	-4,2	-5,6
8:00	596	133,1	149,5	150,1	150,5
9:00	724	161,6	164,6	165,0	165,4
10:00	806	157,7	161,2	161,6	162,1
11:00	859	149,2	153,6	154,1	154,5
12:00	876	145,5	150,5	150,9	151,3
13:00	867	153,4	157,9	158,3	158,8
14:00	846	170,2	174,2	174,6	175,0
15:00	781	179,3	182,7	183,2	183,6
16:00	663	145,6	151,1	151,6	152,0
17:00	420	9,7	-5,7	-5,7	-8,2
18:00	1	-4,4	-5,7	-5,7	-8,1
19:00	0	-7,1	-5,9	-5,9	-8,4
20:00	0	-6,3	-5,9	-5,9	-8,4
21:00	0	-5,8	-5,7	-5,7	-8,1
22:00	0	-5,5	-5,5	-5,5	-7,8
23:00	0	-5,3	-5,4	-5,4	-7,5

TABLA 4.7. Potencia térmica calculada en la simulación de cada modelo.

Datos del día 2/3/2007. Condiciones estables y buena radiación

4.1.5. Simulación cambiando el tamaño de la malla de integración

En el caso de tener que realizar un gran número de simulaciones, el tiempo de cálculo puede ser un factor limitante. Una forma de reducirlo es aumentando el tamaño de la malla de integración. Esto es equivalente a considerar un HCE de tamaño mayor al real, con lo que el número de cálculos por lazo se reduce. Realizamos una simulación con cada

modelo teórico en la que calculamos el rendimiento térmico de un lazo completo variando el tamaño de malla de integración.

En las figuras 4.7 a 4.10 se aprecia una mayor divergencia en el rendimiento calculado por cada modelo a medida que aumenta el tamaño de malla. Las diferencias son mayores para valores más altos de DNI. Como conclusión, podemos aceptar tamaños de malla de no más de 100 m para el Modelo de 4º Orden. Para el Modelo de 1^{er} Orden y el Modelo Simplificado vemos que una malla de unos 50 m ya empieza a mostrar diferencias apreciables respecto al modelo de 4º Orden.

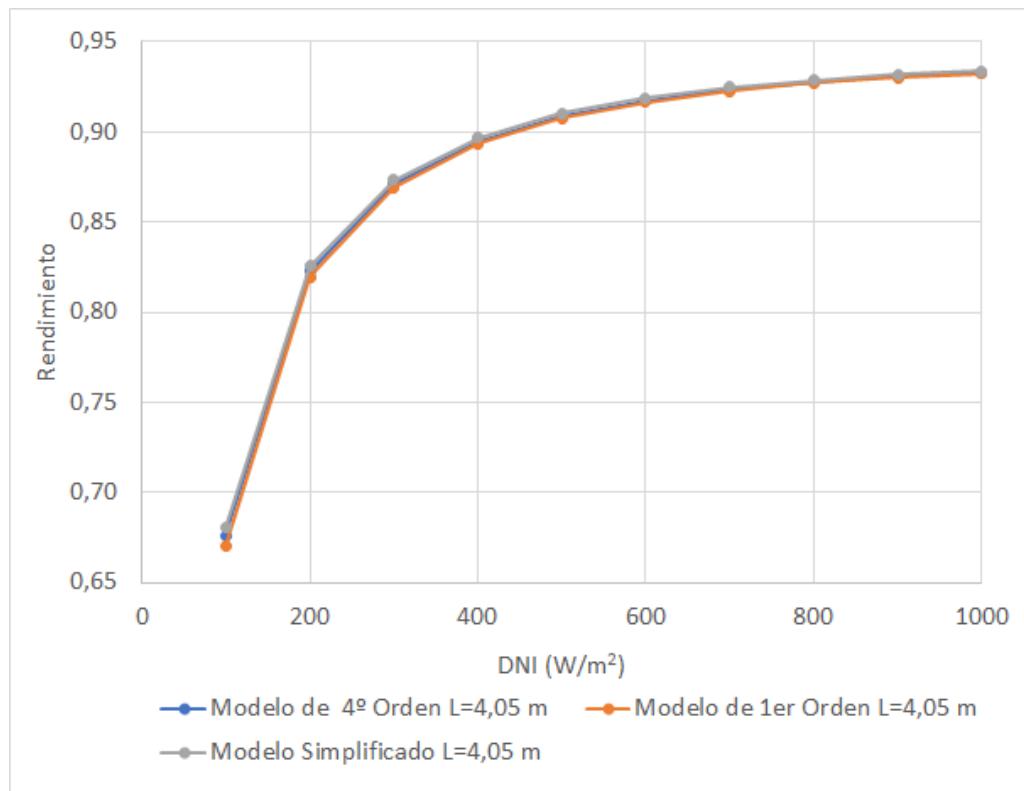


Fig. 4.7. Rendimiento calculado con cada modelo para un tamaño de malla de integración de 4,05 m

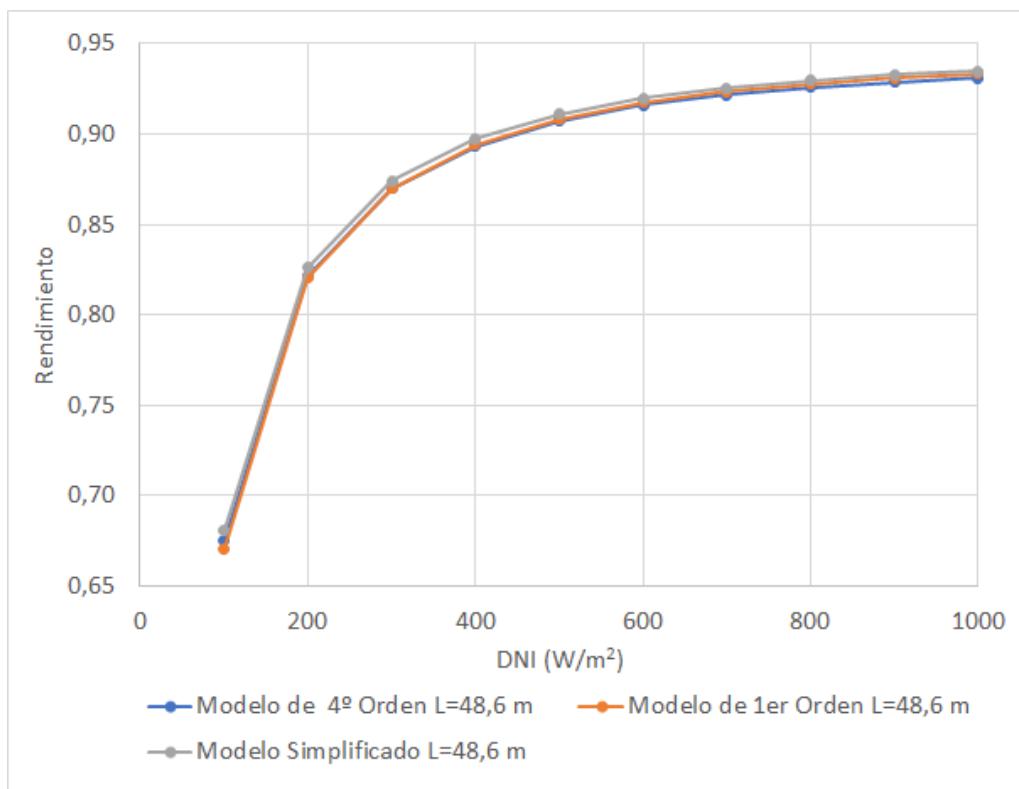


Fig. 4.8. Rendimiento calculado con cada modelo para un tamaño de malla de integración de 48,60 m

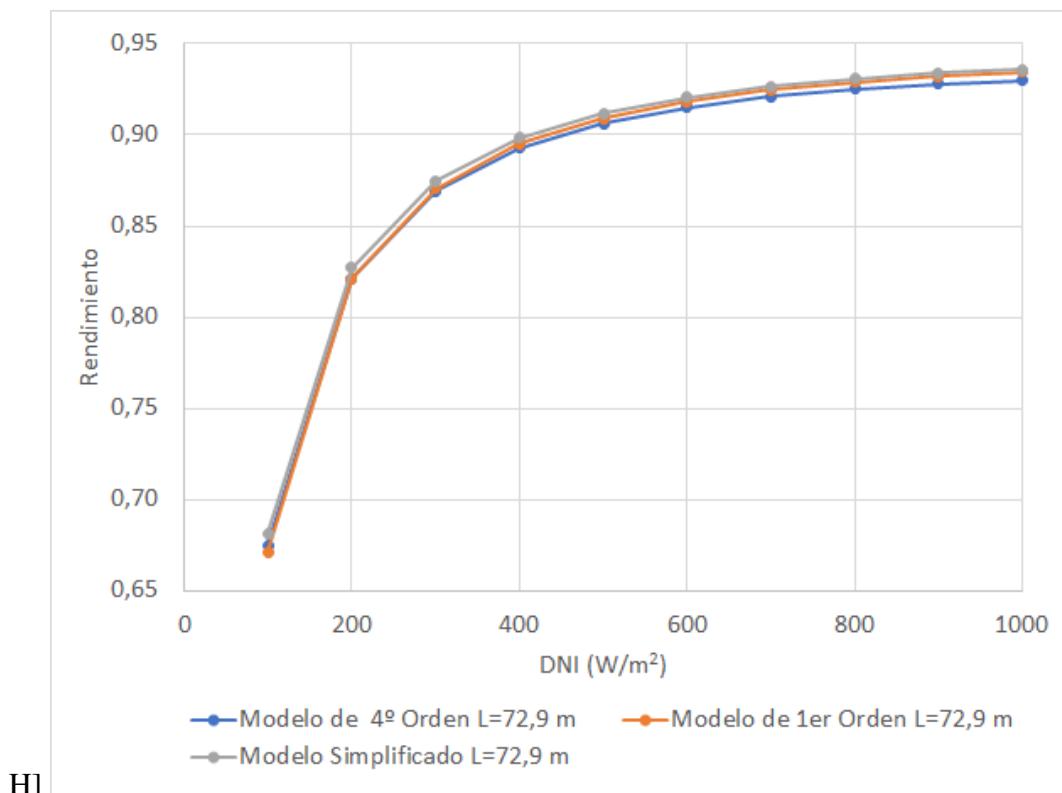


Fig. 4.9. Rendimiento calculado con cada modelo para un tamaño de malla de integración de 72,90 m

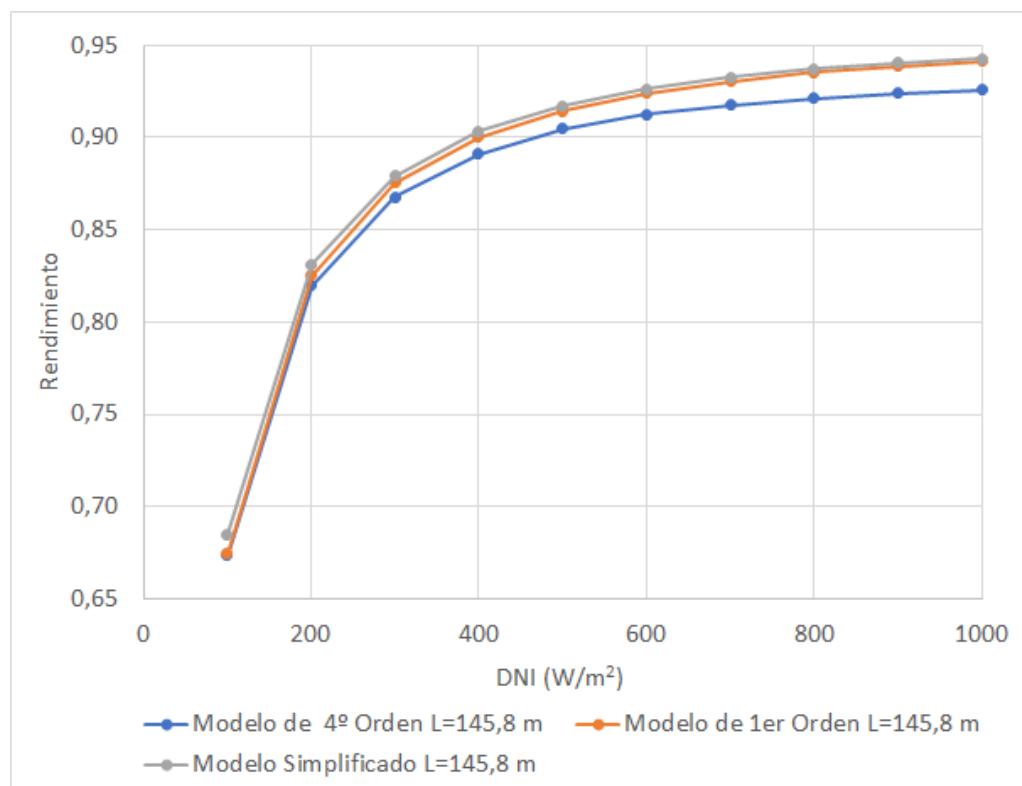


Fig. 4.10. Rendimiento calculado con cada modelo para un tamaño de malla de integración de 145,80 m

En la Fig.4.11 hemos representado el rendimiento, calculado para unas determinadas condiciones de operación, en función del tamaño de malla (el eje de abscisas tiene una escala \log_2). Según aumenta el tamaño de malla se produce una ligera variación en el rendimiento calculado que comienza a crecer más rápidamente alrededor de 100 m, manteniéndose por debajo del 1 % mientras no se supere ese límite de tamaño de malla de integración.

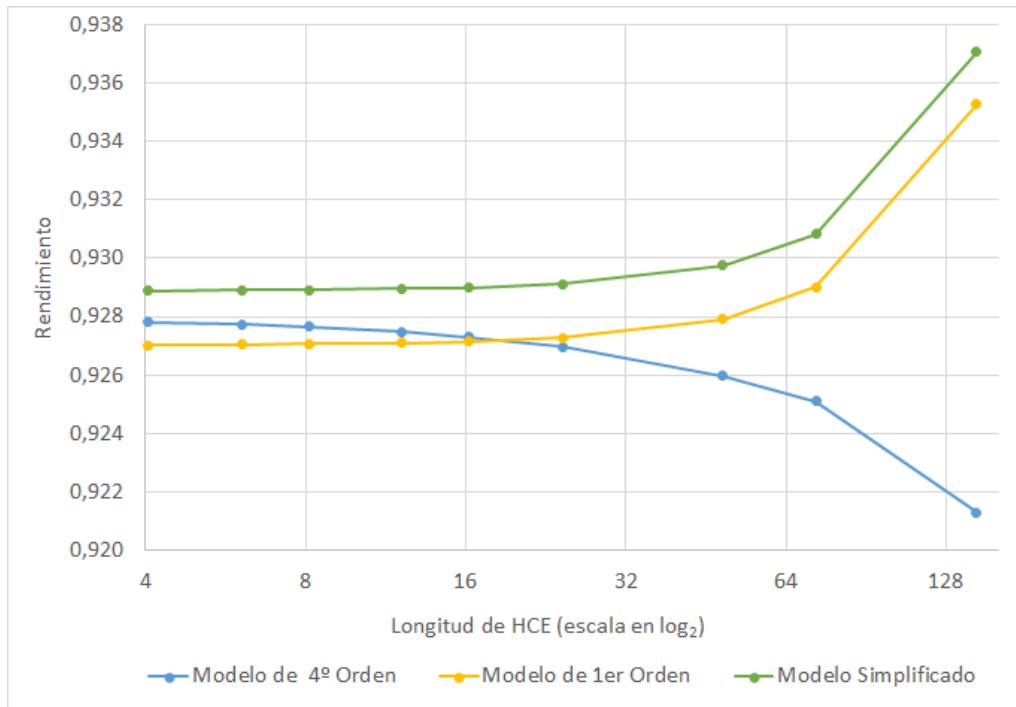


Fig. 4.11. Rendimiento calculado para diferentes tamaños de malla de integración.

$$DNI = 800W/m^2, T_{in} = 300^\circ C, \dot{m} = 6kg/s$$

En la serie de figuras 4.12 a 4.14 podemos ver cómo aumenta la desviación, para cada modelo y en función de DNI , entre el rendimiento calculado para un determinado tamaño de malla y el rendimiento calculado con una malla de 4,05 m (tamaño real del HCE).

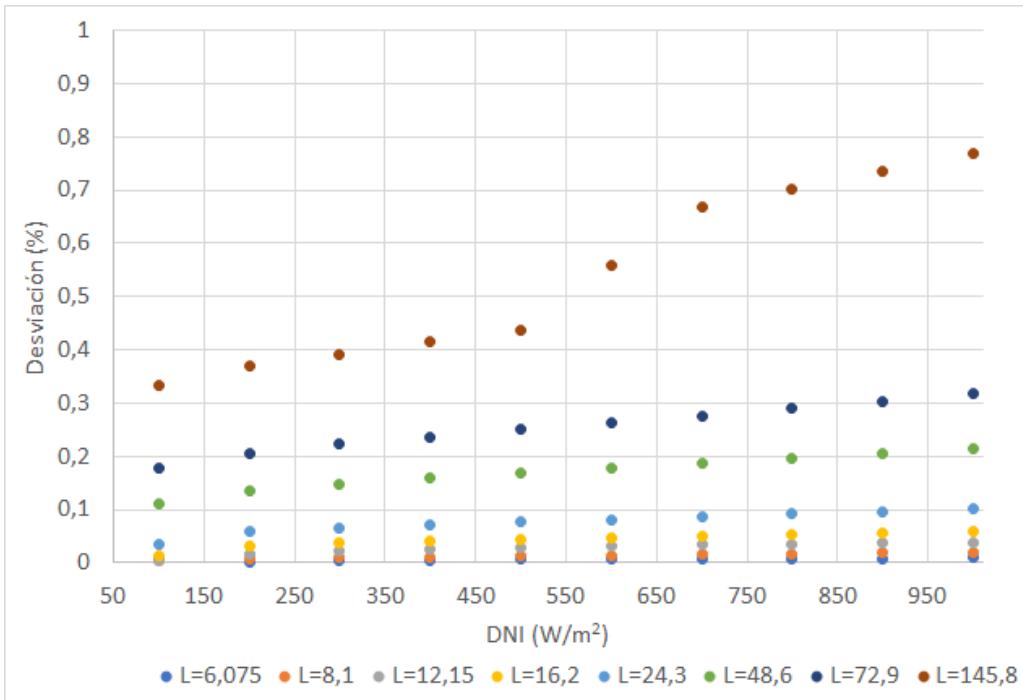


Fig. 4.12. Desviación, para simulaciones con el Modelo de 4º Orden, según diferentes tamaños de malla. Los valores muestran la desviación, en tanto por ciento, respecto a la simulación con una malla de 4,05 m. $T_{in} = 300^{\circ}C$, $\dot{m} = 6kg/s$

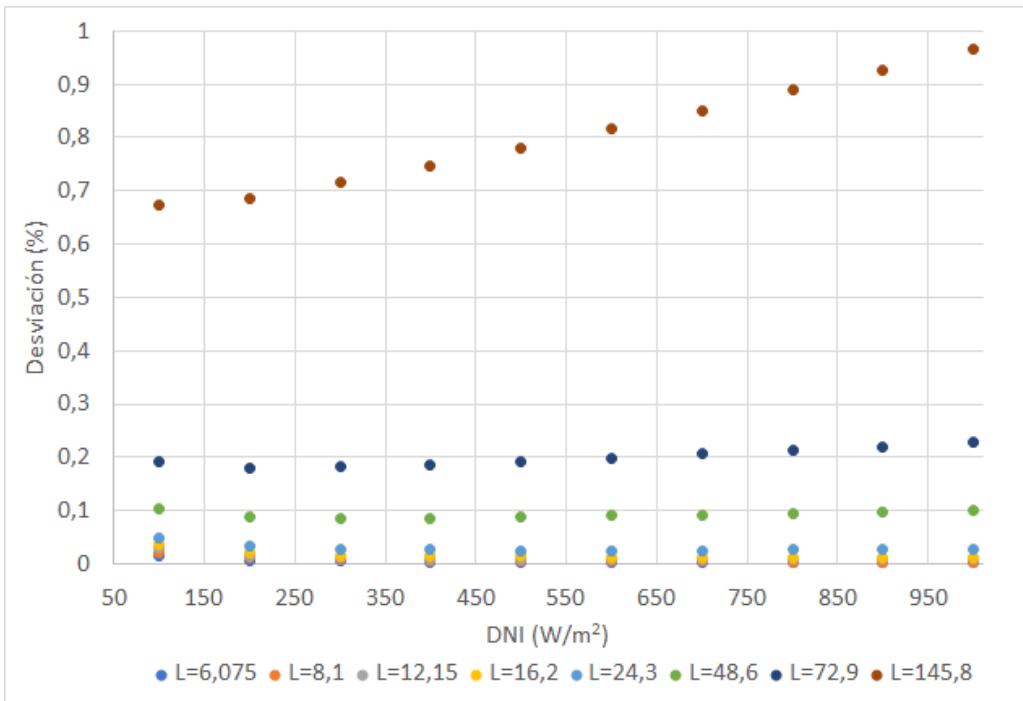


Fig. 4.13. Desviación, para simulaciones con el Modelo de 1^{er} Orden, según diferentes tamaños de malla. Los valores muestran la desviación, en tanto por ciento, respecto a la simulación con una malla de 4,05 m. $T_{in} = 300^{\circ}C$, $\dot{m} = 6kg/s$

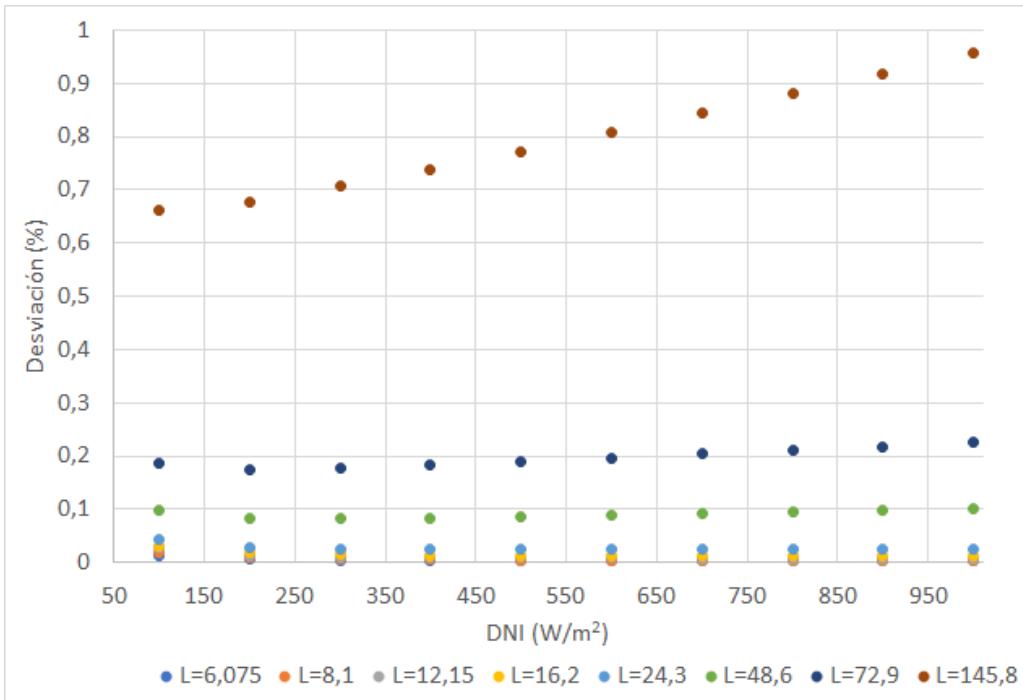


Fig. 4.14. Desviación, para simulaciones con el Modelo de Simplificado, según diferentes tamaños de malla. Los valores muestran la desviación, en tanto por ciento, respecto a la simulación con una malla de 4,05 m. $T_{in} = 300^{\circ}C$, $\dot{m} = 6kg/s$

4.2. Análisis de los datos de generación de una planta solar termoeléctrica real

Finalmente emplearemos nuestro programa de simulación en un análisis del estado del campo solar de una planta termosolar real. Puesto que la simulación de sistemas externos al campo solar queda fuera de nuestro alcance, nos centraremos en los datos referentes al campo solar. En concreto, contrastaremos qué potencia térmica se extrae del campo, independientemente de las causas operativas que condicionasen el funcionamiento de la planta en cada momento. Realizaremos la simulación a partir de datos reales (meteorológicos y de generación) de una central termosolar, comparando el salto térmico real con el simulado.

La configuración de campo solar que se va a utilizar a lo largo de las siguientes simulaciones está basada en las plantas termosolares Aste 1A y 1B, que se encuentran situadas en el término municipal de Alcázar de San Juan, provincia de Ciudad Real. Sus coordenadas geográficas son ($39,1^{\circ}N$ $3,16^{\circ}W$) y la altitud es de 651 m sobre el nivel del mar.



Fig. 4.15. Centrales Termosolares Aste 1A (izq.) y Aste 1B (der.) Fuente: Google Earth

La potencia eléctrica nominal de cada una de ellas es de 49,9 MW. El proyecto inicial consideraba que las plantas contarían con almacenamiento térmico, el cual se construiría durante una segunda fase que finalmente no se llegó a ejecutar, por lo que en la actualidad solo existe generación durante las horas de sol. Se emplearán los datos de Aste 1B, cuya configuración es la siguiente:

El campo solar cuenta con 120 lazos distribuidos de manera irregular en 4 subcampos. La distancia de separación entre lazos es de 16,25 m.

- Subcampo NO, 31 lazos.
- Subcampo NE, 28 lazos.
- Subcampo SO, 27 lazos.
- Subcampo SE, 34 lazos.

Todos los lazos son idénticos, contando con 4 SCAs cada uno en una configuración tipo *U*. El eje de seguimiento perfectamente plano se encuentra alineado en dirección N-S. Cada SCA cuenta con un total de 336 espejos de vidrio fabricados por Flabeg.

La reflectividad de los espejos puede obtenerse a partir de los registros de mantenimiento de ese año. Llegados a este punto encontramos cierta anomalía en los valores recopilados, tal y como puede apreciarse en la 4.16. Se observa cómo durante los meses de junio y julio el valor de la reflectividad promedio comienza a caer drásticamente hasta valores ligeramente inferiores al 60 %. Los valores van mejorando posteriormente, durante el mes de agosto, hasta alcanzar valores normales a partir de septiembre.

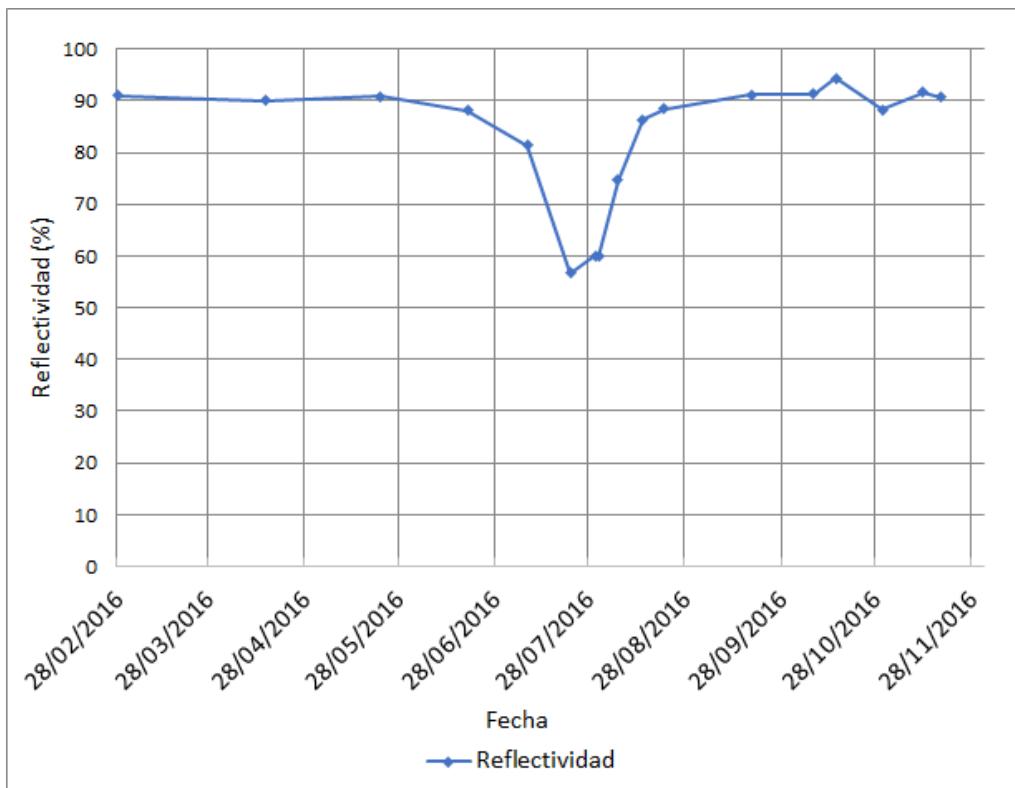


Fig. 4.16. Reflectividad registrada durante el mantenimiento. Fuente: Propia

El origen de este comportamiento está en que durante ese periodo se paralizó la actividad de limpieza de espejos (por causas indeterminadas). Una vez que se reanuda el mantenimiento y limpieza del campo solar, los valores de reflectividad vuelven a su valor habitual, alrededor del 90 %. Debe tenerse en cuenta que la limpieza de espejos de todo el campo puede requerir varias semanas para un equipo de mantenimiento compuesto por un solo camión de agua presurizada apoyado por dos operarios con un ritmo normal de limpieza de unos 8 a 10 lazos cada noche. Esta contingencia no afectó a la generación eléctrica de la planta por estar el campo solar muy sobredimensionado.

Respecto al estado de los tubos HCE, consideraremos que se encuentran en buen estado de vacío. Los recuentos anuales efectuados en planta indican que tras 4 años de

operación apenas se contabiliza una media de un HCE sin vacío por cada lazo y el número de HCE sin envolvente de vidrio es despreciable (apenas una veintena de unidades de un total de 17280 unidades en todo el campo).

El fluido de trabajo es *Dowtherm-A*, cuyas propiedades también se han descrito en el apartado 3.2.7.

Los datos meteorológicos son los recogidos a lo largo de 2016 por las tres estaciones meteorológicas con las que cuenta la planta. Al tener por triplicado las medidas de cada variable se adopta el criterio de seleccionar la mediana de las tres y no el valor medio. Esta selección la realiza el sistema de control de planta en cada momento y con este criterio se persigue conseguir una mayor robustez del sistema, pues si una estación presenta valores muy desviados de las otras dos podría darse el caso de que el valor medio estuviese muy alejado del valor verdadero. Cuando por avería o fallo de comunicación se carece de los datos de alguna estación sí se suele adoptar el criterio de seleccionar el valor medio de las dos restantes.

Los datos de las figuras 4.17 a 4.19 muestran el comportamiento de la planta real para un día de buena radiación y condiciones estables. Puesto que la planta no dispone de almacenamiento energético, los efectos de las inercias de arranque y parada se aprecian claramente a primera y última hora del día, así como en los altibajos de radiación en los días inestables. En esta planta, el control de caudal lo realiza manualmente el operador de sala en base a las diferentes limitaciones que el diseño de planta impone. Especialmente importantes son los gradientes de calentamiento o, más apropiadamente, las rampas de calentamiento y enfriamiento que los fabricantes de los equipos recomiendan, como es el caso de la turbina, trenes de generación, bombas principales de HTF o los propios HCEs. También existe una inercia asociada al calentamiento de tuberías y tanques de expansión y rebose. La masa total de HTF en la planta ronda las 1300 toneladas.

En nuestra simulación, la temperatura de salida consignada se alcanza por la mañana más rápidamente de lo que lo hace realmente, al no incluir nuestro modelo ninguna inercia térmica para el calentamiento de todo el sistema. Algo parecido ocurre a la salida, donde el ‘enfriamiento’ de la planta se produce más lentamente en la realidad que en la simulación,
4.17.

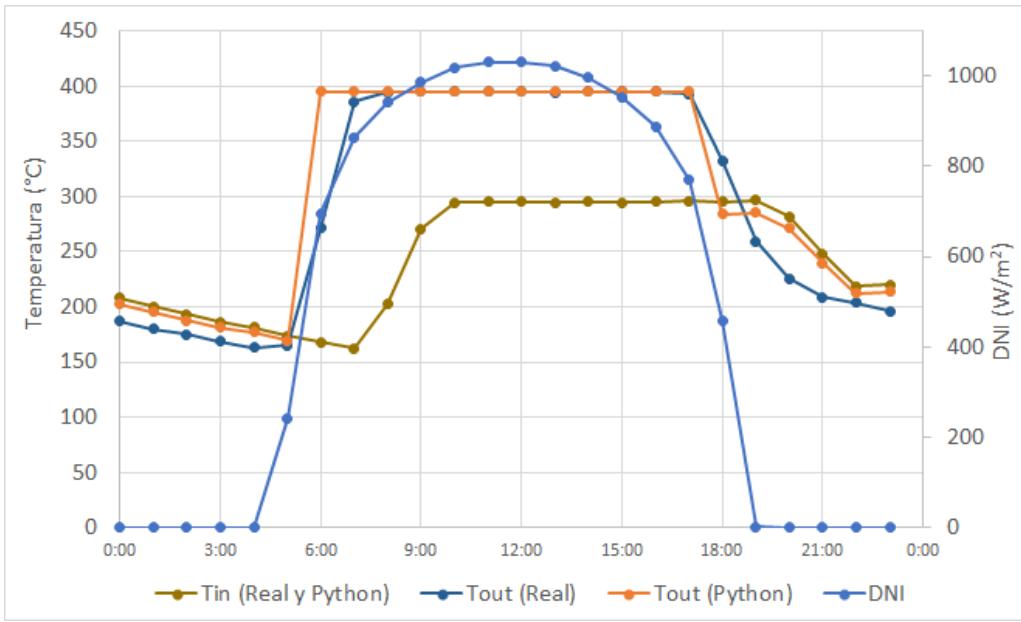


Fig. 4.17. Temperaturas de operación reales y simuladas para el día 1/5/2016. Condiciones estables y buena radiación

En la Fig.4.18 vemos el pico de potencia térmica que realmente se extrae a primera hora de la mañana con el fin de calentar el sistema. En la simulación, esa potencia crece hasta el máximo posible y después se aplana pues, tal y como hemos ido explicando a lo largo de este trabajo, nuestro código simula la operación para un sistema que pudiese extraer toda la energía disponible del campo solar.

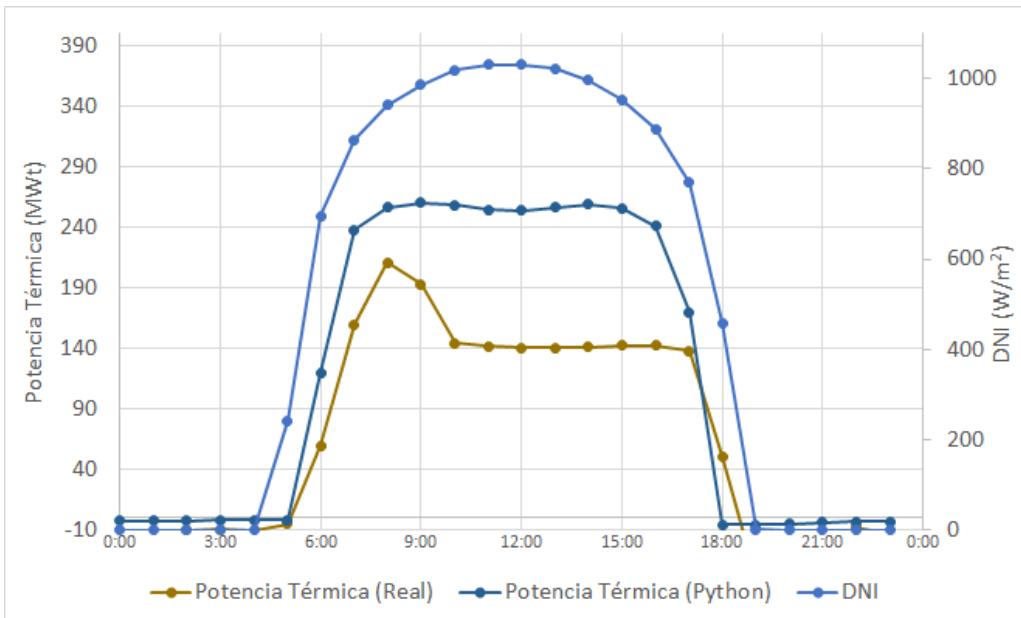


Fig. 4.18. Potencia térmica real y simulada para el día 1/5/2016. Condiciones estables y buena radiación

Pero en la planta real, al no disponer de almacenamiento térmico, una vez que se dispone de suficiente potencia térmica para suministrar al bloque de potencia, el campo debe empezar a limitarse. Es por este motivo por el que vemos en la Fig.4.19 que el caudal simulado durante las horas centrales del día es mucho mayor que el real.

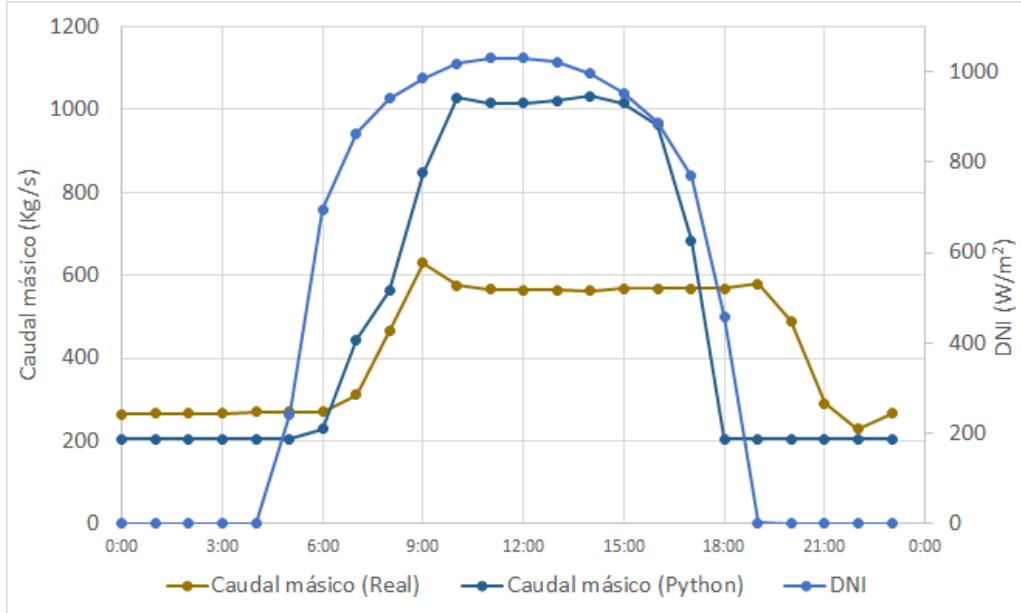


Fig. 4.19. Caudal real y simulado para el día 1/5/2016. Condiciones estables y buena radiación

Aprovecharemos los datos ofrecidos por nuestro código de simulación para estimar el exceso de energía disponible y el rendimiento global del bloque de potencia y de la planta. No pretendemos alcanzar mucha precisión ya que partimos de datos que en algunos casos pueden contener errores de lectura de instrumentos y que no han sido obtenidos de una forma totalmente controlada. Además, se incluyen datos registrados en condiciones muy diferentes de operación, pero no bajo todas las condiciones ni con el mismo peso en el comportamiento global de la planta, por lo que lo se trata de valores promediados entre el conjunto de la muestra de datos.

Para evitar que estos momentos transitorios afecten a nuestros cálculos filtraremos los datos para tener en cuenta solo aquellos momentos en los que las condiciones de generación ya son estables y todo el sistema se encuentra a plena carga. Para ellos seleccionaremos registros en los que la radiación solar directa, DNI, es superior a 700 W/m^2 , la temperatura de entrada y salida del campo están muy cerca de las nominales ($T_{in} > 290^\circ\text{C}$ y $T_{out} > 390^\circ\text{C}$).

Si, bajo este filtro, representamos la potencia térmica real y la potencia térmica simulada (o disponible) en función de DNI, obtenemos la representación de la Fig.???. Vemos claramente como la potencia real extraída del campo solar se ha ‘estancado’ alrededor de 140 MWt, mientras que la potencia disponible podría llegar a máximos de algo más de 160 MWt.

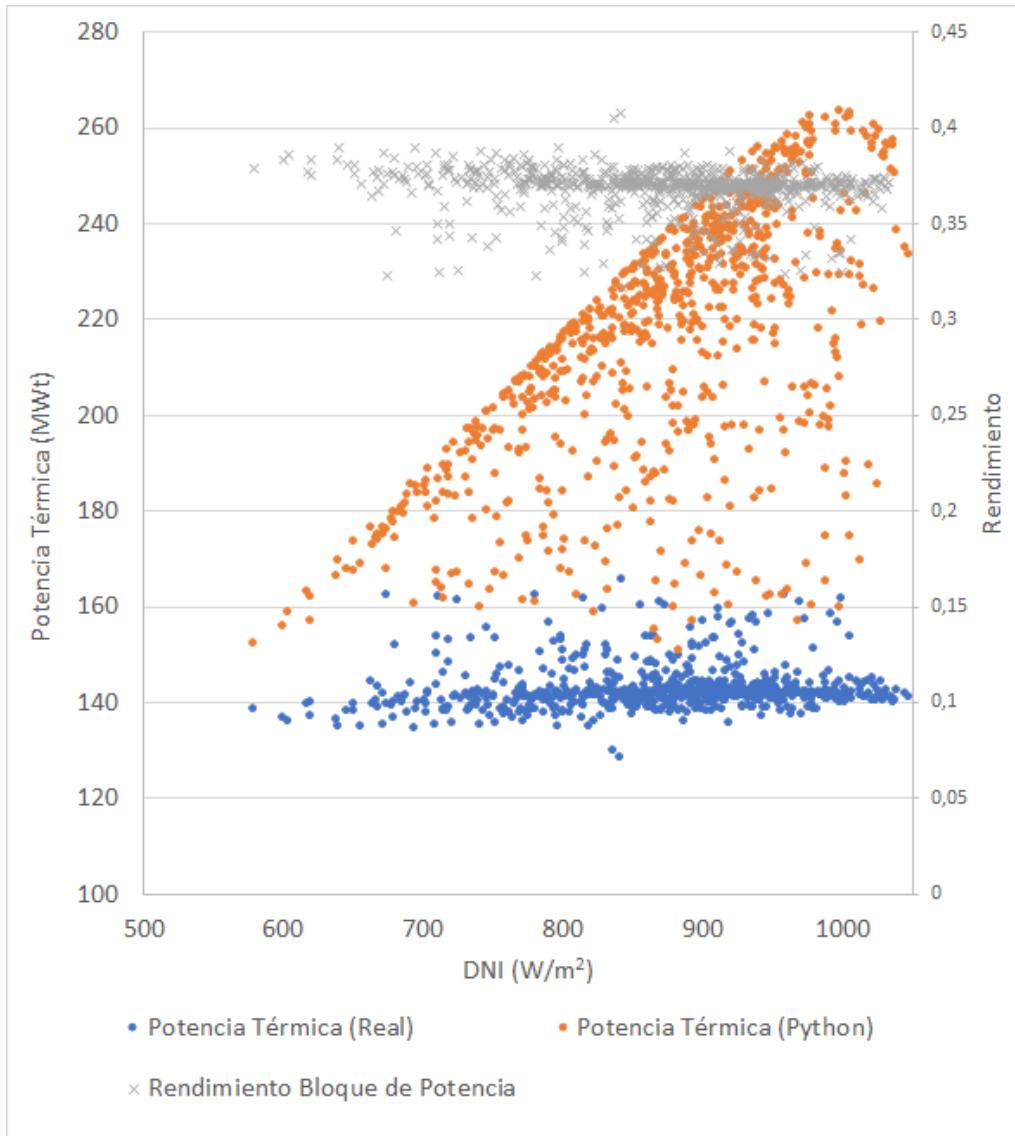


Fig. 4.20. Potencia térmica real y simulada en función de DNI cuando la planta trabaja en condiciones nominales ($T_{in}>290\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{out}>390\text{ }^{\circ}\text{C}$). En el eje vertical derecho se representa el rendimiento global del bloque de potencia

En esa misma figura se ha representado el rendimiento del bloque de potencia entendido como el cociente de la potencia eléctrica bruta de salida del turbogrupo (52,4 MW) entre la potencia térmica extraída del campo solar (140 MWt). Con esta definición, las

pérdidas en tuberías y el rendimiento de los trenes de generación de vapor queda incluido dentro de este rendimiento global. El valor promedio es aproximadamente 0,37 durante condiciones de generación a plena carga.

Nuestro código nos puede servir, llegado a este punto, para cuantificar qué cantidad de energía solar se está desaprovechando debido al sobredimensionado del campo. En condiciones de diseño ($DNI = 800W/m^2$) el campo solar llega a producir 210 MWt de energía térmica, un 50 % más de la demanda necesaria. Este cálculo es compatible con la experiencia de otras plantas en las que no existe almacenamiento, donde es habitual que el campo solar cuente con unos 96 lazos. En plantas de 50 MW con un almacenamiento de unas 6-8 horas el campo solar ronda los 156 lazos.

5. CONCLUSIONES

Conclusiones y trabajo futuro.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] R. Barbero Fresno, “Desarrollo de Un Modelo Teórico Para La Caracterización Del Rendimiento Térmico En Colectores Solares. Aplicación a Tecnologías de Generación Eléctrica,” Tesis doct., Universidad Nacional de Educación a Distancia, 2018.
- [2] M. T. Islam, N. Huda, A. B. Abdullah y R. Saidur, “A Comprehensive Review of State-of-the-Art Concentrating Solar Power (CSP) Technologies: Current Status and Research Trends,” en, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 91, pp. 987-1018, ago. de 2018. doi: [10.1016/j.rser.2018.04.097](https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.097).
- [3] *Protermosolar*, es, <https://www.protermosolar.com/>.
- [4] A. Patnode, “Simulation and Performance Evaluation of Parabolic Trough Solar Power Plants,” Mechanical Engineering, University of Wisconsin-Madison, 2006.
- [5] V. E. Dudley et al., “Test Results: SEGS LS-2 Solar Collector,” Sandia National Laboratories, Test Result SAND94-1884, dic. de 1994.
- [6] F Burkholder y C Kutscher, “Heat Loss Testing Of Schott’s 2008 PTR70 Parabolic Trough Receiver,” National Renewable Energy Laboratory, Technical Report NREL/ TP - 550 - 45633, May-2009.
- [7] F. Burkholder y C. Kutscher, “Heat-Loss Testing of Solel’s UVAC3 Parabolic Trough Receiver,” English, National Renewable Energy Lab. (NREL), Golden, CO (United States), inf. téc. NREL/TP-550-42394, ene. de 2008. doi: [10.2172/922153](https://doi.org/10.2172/922153).
- [8] H. Hottel y A. Whillier, “Evaluation of Flat-Plate Solar Collector Performance,” English, *Trans. Conf. Use of Solar Energy*; (), vol. 3 (Thermal Processes) Part 2, ene. de 1955.
- [9] N. Fraidenraich, J. M Gordon y R. de Cassia Fernandes de Lima, “Improved Solutions for Temperature and Thermal Power Delivery Profiles in Linear Solar Collectors,” en, *Solar Energy*, vol. 61, n.º 3, pp. 141-145, sep. de 1997. doi: [10.1016/S0038-092X\(97\)00049-2](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00049-2).

- [10] S. A. Kalogirou, “A Detailed Thermal Model of a Parabolic Trough Collector Receiver,” *Energy*, 2012. doi: [10.1016/j.energy.2012.06.023](https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.023).
- [11] J. A. Duffie y W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, en, Third. John Wiley & Sons, 2006.
- [12] C. Kutscher, F. Burkholder y J. Kathleen Stynes, “Generation of a Parabolic Trough Collector Efficiency Curve From Separate Measurements of Outdoor Optical Efficiency and Indoor Receiver Heat Loss,” en, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 134, n.^o 1, p. 011012, feb. de 2012. doi: [10.1115/1.4005247](https://doi.org/10.1115/1.4005247).
- [13] R Forristall, “Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver,” en, inf. téc. NREL/TP-550-34169, 15004820, oct. de 2003, NREL/TP-550-34169, 15004820. doi: [10.2172/15004820](https://doi.org/10.2172/15004820).
- [14] E. Zarza, *Apuntes Del Master Consultor En Energías Renovables*, 2006.
- [15] V. Sharma, J. Nayak y S. Kedare, “Shading and Available Energy in a Parabolic Trough Concentrator Field,” en, *Solar Energy*, vol. 90, pp. 144-153, abr. de 2013. doi: [10.1016/j.solener.2013.01.002](https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.01.002).
- [16] P Gilman et al., “Solar Advisor Model User Guide for Version 2.0,” National Renewable Energy Laboratory, Technical Report NREL/TP-670-43704, ago. de 2008.
- [17] W. F. Holmgren, C. W. Hansen y M. A. Mikofski, “Pvlib Python: A Python Package for Modeling Solar Energy Systems,” en, *Journal of Open Source Software*, vol. 3, n.^o 29, p. 884, sep. de 2018. doi: [10.21105/joss.00884](https://doi.org/10.21105/joss.00884).
- [18] Richard L. Moore, “Implementation of DOWTHERM A Properties into RELAP5-3D/ATHENA,” en, inf. téc. INL/EXT-10-18651, 1037788, abr. de 2010, INL/EXT-10-18651, 1037788. doi: [10.2172/1037788](https://doi.org/10.2172/1037788).
- [19] M. Machado, “A Product Technical Data DOWTHERM A Heat Transfer Fluid,” en,
- [20] J. M. Freeman et al., “System Advisor Model (SAM) General Description (Version 2017.9.5),” en, inf. téc. NREL/TP-6A20-70414, 1440404, mayo de 2018, NREL/TP-6A20-70414, 1440404. doi: [10.2172/1440404](https://doi.org/10.2172/1440404).

ANEXO A. GLOSARIO

Acrónimos

CCP	Colector Cilindro-Parabólico
DNI	Direct Normal Irradiance (Radiación Normal Directa, (W/m^2))
HCE	Heat Collector Element
HTF	Heat Transfer Fluid
IAM	Incidence Angle Modifier (Modificador por angulo de incidencia)
IPH	Industrial Process Heat
SAM	System Advisor Model
SCA	Solar Collector Assembly
SCE	Solar Collector Element
TFG	Trabajo de Fin de Grado
UNED	Universidad Nacional de Educación a Distancia

Símbolos latinos

C_g	factor de concentración
C_p	Calor específico a presión constante, ($J/Kg \cdot K$)
D_{ri}	diámetro interior del tubo absorbedor (m)
D_{ro}	diámetro exterior del tubo absorbedor (m)
F'_{crit}	
H	Entalpía específica, (J/Kg)
h_{ext}	<i>coeficiente de transferencia de calor convectivo equivalente</i>
h_{int}	coeficiente de transferencia de calor convectivo hacia el interior
k_T	Conductividad térmica, ($W/m \cdot K$)
L	longitud del tubo absorbedor (m)
\dot{q}_{abs}''	
$\dot{q}_{perd}''(x)$	
$\dot{q}_u''(x)$	

T_f temperatura del fluido

$T_{ro}(x)$ temperatura de pared exterior

U_{crit}

U_{rec} coeficiente global de transferencia de calor hacia el interior ($W/m^2 \cdot K$)

Símbolos griegos

ε_{ext} emisividad equivalente de la superficie exterior del tubo

$\eta_{opt}(\theta)$ rendimiento óptico

η_T rendimiento para la totalidad del receptor en el modelo simplificado

$\eta(x)$ rendimiento integral hasta una distancia x de la entrada

η_{sombra} coeficiente de pérdidas por sombreado

η_{bordes} coeficiente de pérdidas geométricas

γ_L factor de longitud efectiva

γ_g factor de interceptación geométrico

$\rho(T)$ densidad (kg/m^3)

σ constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$)

$\mu(T)$ Viscosidad dinámica, ($Pa \cdot m$)

ANEXO B. CÓDIGO FUENTE: CSENERGY.PY

ANEXO C. CÓDIGO FUENTE: INTERFACE.PY