



VNiVERSiDAD
D SALAMANCA

Plantas termosolares de receptor
central: almacenamiento térmico con
medios sólidos

Irene de Juan Urién
Trabajo de Fin de Grado
Grado en Física
Curso 2021-2022

Dirigido por
Dr. D. Alejandro Medina Domínguez
y por
Dra. Dña. Rosa Pilar Merchán Corral

Salamanca, 1 de julio de 2022

Universidad de Salamanca
Departamento de Física Aplicada

**Plantas termosolares de receptor central:
almacenamiento térmico con medios sólidos**

D. Alejandro Medina Domínguez, Catedrático del Departamento de Física Aplicada de la Universidad de Salamanca, y Dña. Rosa Pilar Merchán Corral, Investigadora Postdoctoral del Departamento de Física Aplicada de la Universidad de Salamanca, autorizan la presentación del Trabajo de Fin de Grado titulado “*Plantas termosolares de receptor central: almacenamiento térmico con medios sólidos*”, realizado bajo su dirección por Irene de Juan Urién.

Salamanca, 1 de julio de 2022

Fdo.: Alejandro Medina Domínguez

Fdo.: Rosa Pilar Merchán Corral

Resumen

En este Trabajo de Fin de Grado se estudia el funcionamiento de una planta termosolar de concentración de torre central híbrida y con almacenamiento térmico de energía. Para ello, se realiza una simulación con el *software* TRNSYS, un programa basado en componentes que permite simular sistemas no estacionarios, con procesos transitorios.

La planta termosolar simulada está basada en la del proyecto SOLUGAS, un prototipo pionero en tecnología de torre central con ciclo Brayton de alta temperatura. Esta planta no tenía almacenamiento térmico, por lo que ciertos parámetros utilizados en la simulación son diferentes para poder incluirlo.

La hibridación se hace mediante una cámara de combustión que utiliza gas natural como combustible. El almacenamiento térmico de energía se realiza en lecho de rocas (*packed bed*), con geometría cilíndrica y flujo axial. Esta forma de almacenamiento por calor sensible en partículas sólidas consiste en un conjunto de rocas empaquetadas dentro de un tanque, que aísla el sistema térmicamente. Durante la carga de la *packed bed*, se hace pasar por el lecho de rocas el fluido de transferencia de calor (HTF: *Heat Transfer Fluid*) a una mayor temperatura que las propias rocas, de modo que estas se calientan. En la descarga, el HTF vuelve a pasar por la *packed bed*, pero esta vez a una temperatura inferior que la de las rocas, y el calor almacenado en estas se cede al HTF. En este Trabajo de Fin de Grado, se estudia el almacenamiento con cuarcita y alúmina. El ciclo termodinámico realizado es un ciclo Brayton. El fluido de trabajo que recorre el ciclo, que en este caso también es el HTF, es aire.

La hibridación y el almacenamiento, permiten a la planta generar una potencia prácticamente constante, incluso en condiciones meteorológicas adversas y por la noche. Además, este tipo de plantas conllevan un ahorro significativo de combustible en comparación con plantas convencionales que emplean combustibles fósiles.

En este estudio, se presenta el funcionamiento general de una planta termosolar de estas características y del almacenamiento empleado. A continuación, se detalla su modelización matemática y mediante TRNSYS. También, se explica el cálculo del rendimiento para cada modo de funcionamiento de la planta y se introduce el concepto de *solar share*. Además, se exponen los parámetros utilizados en el programa en TRNSYS para simular cada componente del sistema.

La simulación se realiza para tres días de verano en Sevilla, utilizando la base de datos meteorológicos Meteonorm. Hay que tener en cuenta que las condiciones meteorológicas cambian con el tiempo, por lo que se hace una representación de las variables meteorológicas más representativas: la temperatura ambiente y la irradiancia solar directa.

En primer lugar, se realiza una simulación de una planta termosolar de torre central híbrida sin almacenamiento, con los parámetros de SOLUGAS. Con esto se valida el modelo. A continuación, se añade el almacenamiento en *packed bed*, cambiando los parámetros oportunos y añadiendo algunos nuevos.

En la simulación, se representan los flujos de masa, la temperatura y la potencia para cada componente de la planta en función del tiempo. Por otro lado, se representan los rendimientos, el *solar share* y los flujos de masa y temperaturas asociados a la *packed bed*. Así, se analiza el funcionamiento de la planta y se comparan los dos materiales propuestos para el almacenamiento: alúmina y cuarcita. Además, se hace una comparación del funcionamiento de las plantas con y sin almacenamiento.

Por último, se presentan las conclusiones obtenidas en el presente estudio.

Palabras clave: energía termosolar de concentración, torre central, almacenamiento térmico de energía, *packed bed*, hibridación, TRNSYS, ciclo Brayton

Summary

This Degree Project is devoted to develop a simulation scheme for a hybrid Central Receiver System (CRS) Concentrated Solar Power (CSP) plant with Thermal Energy Storage (TES). For this purpose, the component-based software TRNSYS is used.

The CSP plant is based on the SOLUGAS project's one, a pioneer CRS prototype operating with high temperature Brayton cycle. This plant did not incorporate TES, so certain parameters are changed in order to add it.

Hybridization is performed using a combustion chamber with natural gas as fuel. For thermal energy storage, a cylindrical packed bed with axial flow is used. This solid media sensible heat thermal energy storage consists of the insulation tank and the filler material. During the charge phase, the Heat Transfer Fluid (HTF), which is at a greater temperature than the solid, passes through the filler material, heating it. During the discharge phase, the cold HTF flows in the opposite direction and it is heated by the TES material. In this Degree Project, alumina and quartzite are studied as filler materials. A Brayton cycle is performed. Air is used as the working fluid and the HTF.

Thanks to hybridization and thermal energy storage, the CRS plant generates constant power, even at night or during adverse meteorological conditions. Furthermore, compared to fuel fossil conventional plants, CSP plants lead to a reduction of fuel consumption.

In this research, the operation of a central tower CSP plant and the processes related to the packed bed are described. In addition, mathematical model, TRNSYS model for the packed bed and efficiency calculation are explained. Moreover, *solar share* concept is introduced. The calculation of the parameters of the components involved in the TRNSYS simulation is also clarified.

Three solar days of summer in Seville are simulated, using the Meteorology data base. It is important to notice that the meteorological conditions

change over time. Given that atmospheric air is used as working fluid and HTF, these conditions are key in the CRS plant performance. For that reason, ambient temperature and direct solar irradiance are plotted.

First, the SOLUGAS simulation (hybrid CRS CSP plant without TES) is performed. This simulation is used for model validation. Then, TES is added. As mentioned above, for this purpose, some parameters are changed or incorporated.

Mass flows, temperature and power related to each component involved in the simulation are represented. On the other hand, efficiencies, *solar share* and packed bed mass flows and temperatures are plotted. Thus, hybrid CRS with TES plant performance is analysed. Furthermore, a comparison between alumina and quartzite as filler materials in the packed bed is made. Hybrid CRS plant operation with and without TES is also compared.

Finally, conclusions are presented.

Keywords: Concentrated Solar Power, Central Receiver System, Thermal Energy Storage, packed bed, hybridization, TRNSYS, Brayton cycle.

Índice general

Resumen	7
1. Introducción	15
1.1. Plantas termosolares de concentración	15
1.2. Hibridación	18
1.3. Almacenamiento	19
1.4. Estado del arte	21
1.5. Objetivos	23
2. Fundamento teórico	25
2.1. Planta termosolar CRS híbrida con TES	25
2.1.1. Funcionamiento general	25
2.1.2. Modelo termodinámico	28
2.2. Almacenamiento	35
2.2.1. Funcionamiento general	35
2.2.2. Modelización de la <i>packed bed</i>	37
2.3. Cálculo del rendimiento	40
2.3.1. Rendimiento para el funcionamiento diurno	40
2.3.2. Rendimiento en funcionamiento nocturno	42
2.3.3. Rendimiento económico	43
3. Implementación	45
3.1. TRNSYS y la librería STEC	45

3.2.	Parámetros usados en el programa	46
3.2.1.	Entrada de aire	46
3.2.2.	Campo de heliostatos	47
3.2.3.	Receptor	47
3.2.4.	Sistema de potencia	48
3.2.5.	Cámara de combustión	49
3.2.6.	<i>Packed bed</i>	50
3.3.	Condiciones meteorológicas	53
4.	Resultados	55
4.1.	Planta CRS híbrida sin TES	55
4.1.1.	Flujos de masa	56
4.1.2.	Temperaturas en el ciclo	57
4.1.3.	Potencia	58
4.1.4.	Rendimiento	60
4.2.	Planta CRS híbrida con TES de alúmina	62
4.2.1.	Flujos de masa	62
4.2.2.	Temperaturas en el ciclo	64
4.2.3.	Potencia	66
4.2.4.	<i>Packed bed</i>	66
4.2.5.	Rendimiento	71
4.3.	Planta CRS híbrida con TES de cuarcita	74
4.3.1.	<i>Packed bed</i>	75
4.3.2.	Rendimiento	76
5.	Conclusiones	79
A.	Descripción del programa	87
B.	Planta CRS híbrida	91
	Bibliografía	91

<i>ÍNDICE GENERAL</i>	13
Índice de figuras	97
Índice de tablas	101

Capítulo 1

Introducción

En este primer capítulo se introducen los términos y conceptos relacionados con el tema a tratar en este Trabajo de Fin de Grado: la Energía Solar de Concentración (CSP: *Concentrated Solar Power*) con hibridación y almacenamiento térmico (TES: *Thermal Energy Storage*).

1.1. Plantas termosolares de concentración

Las plantas termosolares de concentración (CSP) utilizan la energía solar para aportar calor en un ciclo termodinámico en el que se genera potencia eléctrica. El fluido que se calienta con esta energía puede ser directamente el fluido de trabajo que recorre el ciclo termodinámico o un fluido de transferencia de calor (HTF: *Heat Transfer Fluid*), que posteriormente calentará el fluido de trabajo en un intercambiador.

Para obtener la energía solar y emplearla en el ciclo, se dispone de un colector solar. Este está compuesto por espejos que focalizan la luz solar en un punto o línea, donde se alcanzan altas temperaturas. Hay distintos tipos de colectores solares:

- **Semicilindros parabólicos (PTC: *Parabolic Through Collector*)**: los espejos tienen forma de semicilindro parabólico y concentran

la luz solar en un tubo receptor colocado en la línea focal de los espejos. El fluido que se pretende calentar pasa por el interior del tubo receptor. Los espejos pueden moverse alrededor de un eje para seguir el sol. Esta tecnología es la más utilizada y desarrollada a nivel comercial. En 2020, las plantas CSP en operación con esta tecnología eran capaces de generar 4947 MW a nivel mundial, siendo España el país con mayor número de plantas de este tipo, seguido de Estados Unidos [1].

- **Torre central (CRS: *Central Receiver System*):** el sistema está formado por muchos espejos planos que concentran la luz solar en un mismo punto, donde se encuentra el receptor. Este receptor se sitúa en lo alto de una torre central. Los espejos pueden girar en torno a dos ejes para seguir la posición del sol. Esta tecnología está teniendo un gran desarrollo en los últimos años y es en la que se centra este Trabajo de Fin de Grado. También se conoce a este tipo de sistema como SPT: *Solar Power Tower*.
- **Reflector lineal de Fresnel (LFR: *Linear Fresnel Reflector*):** los espejos son planos y están colocados en hileras. Concentran la luz solar en el tubo receptor, que se encuentra en la línea focal común a todos los espejos. Estos espejos también pueden rotar en torno a un eje para seguir la trayectoria solar. El mecanismo de los espejos es el mismo que el de una lente de Fresnel. *Puerto Errado 2*, en España, y *Dhursar*, en India, son algunas de las pocas plantas comerciales existentes [2], ya que esta tecnología no está muy desarrollada a nivel comercial.
- **Discos parabólicos (PDC: *Parabolic Dish Collector*):** se trata de un espejo parabólico que concentra la luz solar en el foco de la parábola, donde se coloca, generalmente, un motor Stirling. También se dispone de dos ejes para que los espejos puedan seguir el despla-

zamiento del sol. Son aconsejables a pequeña escala (entre 0,01 y 0,4 MW) [2], aunque también hay plantas que generan una mayor energía utilizando varios de estos discos. Por ejemplo, la planta *Maricopa*, en EE.UU., genera 1,5 MW de potencia utilizando 60 discos parabólicos con motor Stirling de 25 kW [3], aunque actualmente no está en operación [2]. Esta tecnología, junto con los reflectores lineales de Fresnel, son las menos empleadas y desarrolladas a nivel comercial.

En la Figura 1.1 se puede ver un esquema de cada tipo de sistema. Las plantas PTC, LFR y CRS son utilizadas para producir electricidad a mayor escala (10-200 MW) [2].

Los ciclos termodinámicos mayoritariamente utilizados son el ciclo Rankine y el ciclo Brayton, aunque como se ha mencionado, en el caso de los discos parabólicos, generalmente, se utilizan motores Stirling.

Sobre el ciclo Brayton, también llamado turbina de gas, se habla más extensamente en la Subsección 2.1.2. En este ciclo no hay cambios de fase del fluido de trabajo.

Por otro lado, el ciclo Rankine ideal más sencillo está formado por cuatro componentes: una bomba, una caldera, una turbina y un condensador. En la caldera, el fluido de trabajo, que inicialmente está en estado líquido, absorbe calor hasta un estado de vapor saturado; en la turbina, el fluido se expande, generando energía, hasta un estado mezcla de líquido y vapor; en el condensador, el fluido cede calor hasta llegar a un estado de líquido saturado; por último, el fluido se comprime en la bomba hasta el estado líquido inicial. Para el caso ideal, no hay caídas de presión en la caldera y el condensador y la compresión y expansión son isoentrópicas. Este ciclo se conoce también como turbina de vapor.

En el caso del ciclo Brayton, el fluido que recorre el ciclo suele ser aire, aunque se pueden utilizar otros gases como CO_2 en condiciones supercríticas [4]. En el ciclo Rankine, suele utilizarse agua u otros fluidos orgánicos. Como la temperatura que se alcanza en el ciclo Brayton es mayor que en el Rankine

(1000-1300°C frente a 400-500°C), la salida de la turbina del Brayton, que está aún a alta temperatura (700-1000°C), puede emplearse para calentar el fluido en un ciclo Rankine. Esto se conoce como ciclo combinado y su uso permite aumentar el rendimiento.

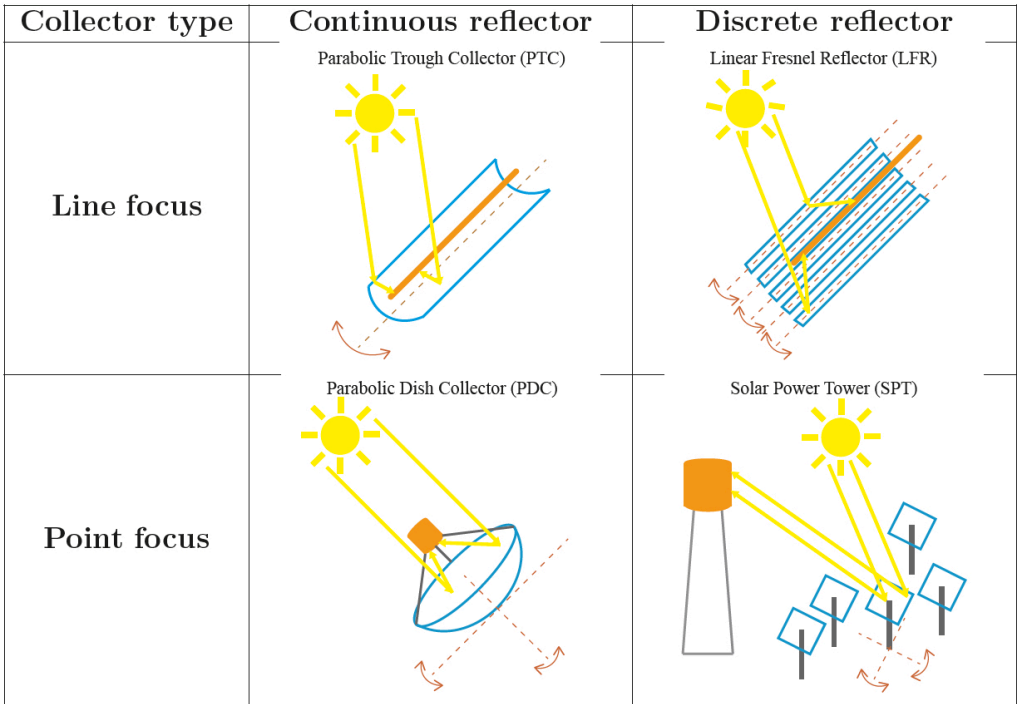


Figura 1.1: Esquema de los diferentes tipos de planta CSP según el tipo de colector solar [2].

1.2. Hibridación

Una de las grandes ventajas de la energía termosolar frente a otras renovables, como la fotovoltaica o la eólica, es la capacidad de hibridación. Es decir, como el aporte de calor que realiza la parte solar depende de factores como las condiciones meteorológicas y la época del año, se pueden añadir otras fuentes de calor más estables y fáciles de controlar, o menos dependien-

tes de las condiciones externas. En otras renovables, como la fotovoltaica, al generarse energía eléctrica directamente, y no calor, la hibridación es más compleja y menos flexible que en las plantas CSP.

Generalmente, la hibridación suele consistir en colocar una cámara de combustión después del receptor. De esta forma, la contribución de la cámara de combustión complementa el aporte solar, consiguiendo que el fluido de trabajo siempre alcance la temperatura deseada, independientemente de las condiciones externas. Se puede quemar un combustible fósil, como gas natural [5], pero también biomasa, biogás [6] o combustibles solares. Estos últimos, son combustibles obtenidos a partir de procesos químicos que emplean energía solar. Por otro lado, para realizar la hibridación, pueden utilizarse otras fuentes de calor, como energía geotérmica e, incluso, solar fotovoltaica [7].

Hibridar aporta estabilidad, flexibilidad y fiabilidad al comportamiento de la planta termosolar, al mismo tiempo que el consumo de combustible es menor que en una planta convencional. Esto último es beneficioso desde un punto ambiental, ya que se reducen las emisiones de contaminantes producidas al quemar combustibles fósiles.

1.3. Almacenamiento

Otra de las ventajas de la energía termosolar frente a otras renovables, es que almacenar calor es más sencillo y económico que almacenar energía eléctrica directamente. Por el día, una parte del calor generado se utiliza para cargar el almacenamiento. Más tarde, cuando este calor sea necesario, (por ejemplo, durante la noche), se descarga el almacenamiento. Esto va a permitir a la planta termosolar trabajar en condiciones de baja irradiancia o durante la noche. Combinando almacenamiento e hibridación, la planta puede producir una potencia prácticamente constante día y noche, independientemente de las condiciones ambientales y ahorrando combustible, lo cual es clave para la competitividad y el desarrollo de estas plantas.

Desde un punto de vista económico, el almacenamiento disminuye significativamente el LCoE (*Levelized Cost of Electricity*) [2]. Este parámetro indica el precio al que debe venderse la electricidad para recuperar la inversión inicial y los gastos de operación y desmantelamiento de la planta.

Hay muchos modos de almacenar el calor, pero se pueden englobar en tres categorías [8]:

- **Calor sensible:** se transfiere el calor a un sólido o líquido, donde se almacena hasta la descarga. No se producen cambios de fase. Normalmente se utilizan sales fundidas (líquidas) y dos tanques: uno para almacenar las sales antes de calentarse (tanque frío) y otro para las sales a mayor temperatura (tanque caliente). Las *packed bed* también pertenecen a esta categoría, siendo en este caso el almacenamiento en un medio sólido. Hay varios diseños de *packed bed* [9], pero el concepto más extendido es el que consiste en un tanque donde se introduce un sólido poroso. A través de este, pasa un HTF, que cede calor al sólido en la carga y lo absorbe en la descarga. En la Subsección 2.2.1 se explica el funcionamiento más detalladamente. Los materiales utilizados habitualmente son rocas, arena e, incluso, escombros o escorias empaquetados. En este tipo de almacenamiento, al haber un solo tanque, la zona caliente y fría están separadas, debido a su diferente densidad, por la termoclina. Este último tipo de almacenamiento es el analizado en este Trabajo de Fin de Grado.
- **Calor latente:** se almacena la energía utilizando el calor latente de los materiales empleados, denominados materiales de cambio de fase (PCM: *Phase Change Materials*). Se suele utilizar la transición sólido-líquido.
- **Almacenamiento termoquímico:** se hace uso de una reacción química reversible para almacenar la energía térmica. En el caso más simple, en la carga, un reactivo A se transforma los productos B y C mediante

una reacción endotérmica. En la descarga, la reacción se produce en sentido contrario y se emite calor.

1.4. Estado del arte

En 2019, la capacidad instalada de todas las plantas CSP a nivel mundial era de 6,3 GW, de las cuales hasta un 80 % son de semicilindros parabólicos [2].

En cuanto al almacenamiento, el modo más empleado es con calor sensible en materiales líquidos, sobre todo en sales fundidas y con un sistema de dos tanques. Si se hace uso de sales fundidas para el almacenamiento, la temperatura límite que se debe alcanzar en el ciclo ha de ser menor de 580°C, ya que a partir de esta temperatura estas se degradan. Esto se traduce en que el ciclo termodinámico recorrido tiene que ser Rankine.

Sin embargo, las plantas CSP de torre central están tomando una gran relevancia en los últimos años. En 2007 comenzó a operar la primera planta comercial con esta tecnología conectada a la red: *PS10*, en España. Actualmente, en torno a un 15 % de las plantas CSP son de torre central [2]. De estas, todas las comerciales utilizan sales fundidas como HTF y almacenamiento, con el sistema de dos tanques [2].

A pesar del gran desarrollo del almacenamiento en sales fundidas, como se ha mencionado, estas no pueden ser utilizadas en ciclo Brayton. La utilización de este ciclo para plantas termosolares CRS es muy interesante, por las altas temperaturas alcanzadas, que se traducen en un mayor rendimiento, y la posibilidad de utilizar un ciclo combinado. Como alternativas a las sales fundidas, se están estudiando líquidos metálicos, la adición de nanopartículas y el almacenamiento en sólidos.

En este último grupo se encuentra el almacenamiento en lecho de rocas (*packed bed*), estudiado en este Trabajo de Fin de Grado. Este almacenamiento permite utilizar ciclo Brayton y aire como HTF. Como se ha mencionado, la cama de rocas puede estar compuesta por diversos materiales,

incluso arena, escombros o escorias, que son muy abundantes y baratos, además de cumplir con los principios de la Economía Circular. Tanto por parte del aire como de las rocas, la temperatura alcanzada no supone un problema, ya que no se degradan a esas temperaturas, la temperatura de fusión de las rocas es muy alta y son químicamente muy estables. Además, el aire no es tóxico, ni inflamable, ni corrosivo, no tiene coste y no se necesitan altas presiones en el almacenamiento ni un intercambiador de calor entre las rocas y este. Sin embargo, como HTF resulta menos conveniente, ya que tiene una menor capacidad calorífica por unidad de volumen y una menor conductividad térmica que los HTF líquidos, como las sales fundidas. Por ende, se necesita un mayor flujo de masa.

Hay distintas configuraciones y geometrías posibles para la *packed bed*, pero en este caso se estudia el lecho de rocas en un tanque cilíndrico con flujo axial. En Trevisan *et al.* [9] se presentan diferentes tipos de *packed bed* existentes en la literatura, con diferentes geometrías (cilíndrica, cono truncado, piramidal, modular) y formas de aislamiento (aislamiento que recubre toda la superficie exterior, sin aislamiento externo, enterradas). Además, se propone un nuevo concepto de *packed bed* con flujo radial.

Actualmente, las *packed bed* están siendo estudiadas, pero ninguna se ha implementado por el momento en plantas comerciales debido a ciertos problemas, como el control de la estabilidad de los materiales o la sedimentación [2]. Para el caso de la *packed bed* cilíndrica con flujo axial, además, uno de los mayores problemas es que puede ocurrir que el coeficiente de expansión de las paredes sea mayor que el de las rocas. Entonces, en la carga, se generan huecos causados por esta diferencia y son rellenados por rocas que caen por gravedad. En la descarga, las paredes no pueden volver a su posición original y esto causa estrés mecánico en el tanque, que incluso puede llegar a fallar (*thermal ratcheting*) [9].

Si estos problemas se solucionan, aumentaría la viabilidad de implementar esta tecnología en ciclo Brayton o combinado, permitiendo una mayor estabilidad en la producción de la planta y ahorro de combustible.

Desde un punto de vista económico, las plantas CSP de torre central más recientes son las que presentan un menor LCoE [2]. En [10], se presenta una planta de torre central híbrida con aire como fluido de trabajo y TES con *packed bed*, que funciona en ciclo combinado. Para un factor de capacidad de un 55 %, se encuentra que el precio de esta planta es solo 1,66 veces mayor que el de una planta convencional de ciclo combinado. Y, a su vez, es más barata que una planta CSP con sales fundidas del mismo tamaño.

Por todo ello, y habiendo margen de mejora en los componentes, el diseño y el almacenamiento, se espera que en el futuro las plantas CRS lideren la energía termosolar [2].

1.5. Objetivos

En este Trabajo de Fin de Grado, se pretende estudiar el comportamiento de una planta CSP de torre central híbrida y con almacenamiento en *packed bed*. La planta está basada en la del proyecto SOLUGAS [5, 11], aunque modificando los parámetros oportunos para incluir el almacenamiento. El proyecto SOLUGAS, que comenzó en el año 2008, se centró en el desarrollo de una planta CSP piloto de torre central híbrida, siendo la primera de estas características a escala de MW. La planta, situada en Sanlúcar la Mayor (Sevilla), constaba de un campo de heliostatos polar con 69 unidades de 121 m² y una torre central de 75 m de altura, donde se situaba el receptor tubular y la turbina de gas, a 60 m de altura. El ciclo utilizado era un ciclo Brayton recorrido por aire. La hibridación se realizaba mediante una cámara de combustión, empleando gas natural como combustible.

Para hacer este estudio, se utiliza el programa TRNSYS. Se trata de un *software* basado en componentes utilizado para simular el comportamiento de sistemas transitorios, desarrollado en la Universidad de Wisconsin. Los componentes utilizados se denominan *types*. En la Sección 3.1 se presenta TRNSYS con mayor detalle y en los apéndices A y B se detallan los programas utilizados en la simulación.

En primer lugar, se realiza una simulación con los parámetros de la planta SOLUGAS para validar el funcionamiento del programa. Después, se modifican los parámetros oportunos y se añaden los componentes del almacenamiento, para simular la planta con TES. En este caso, los materiales estudiados en la *packed bed* son cuarcita y alúmina.

Con el objetivo de validar y analizar el comportamiento de las simulaciones, se representan las variables más relevantes en diferentes puntos de la planta. Además, se hace una comparativa entre los dos tipos de almacenamiento y entre la planta con y sin TES. De este modo, se observa el efecto de añadir el almacenamiento en el funcionamiento de la planta, los rendimientos y el flujo de combustible. Por otro lado, comparando los dos materiales escogidos para el almacenamiento, se observa el efecto de estos en el comportamiento de la *packed bed*.

En el Capítulo 2 se presenta más detalladamente el funcionamiento de una planta CSP de torre central y del almacenamiento en *packed bed*. Además, se describe el ciclo Brayton y la modelización del almacenamiento. Por último, se describe el cálculo de los rendimientos y se introduce el concepto de *solar share*.

En el Capítulo 3, se presentan los parámetros utilizados en la simulación. A continuación, en el Capítulo 4 se muestran y analizan las representaciones de las variables estudiadas en las simulaciones. Por último, en el Capítulo 5, se exponen las conclusiones extraídas en el estudio.

Capítulo 2

Fundamento teórico

En este capítulo se presenta el fundamento teórico asociado a las plantas termosolares de torre central y al almacenamiento térmico con lecho de rocas (*packed bed*). En primer lugar, se describe el funcionamiento de una planta termosolar de concentración de torre central híbrida con almacenamiento y se presenta su modelización termodinámica.

Por otro lado, se describe el modelo termodinámico de la *packed bed* y se estudia el rendimiento global de la planta tanto por el día como por la noche. Por último, se introducen los conceptos de rendimiento económico y *solar share*.

2.1. Planta termosolar CRS híbrida con TES

2.1.1. Funcionamiento general

Para entender el funcionamiento general de una planta termosolar de torre central (CRS) híbrida con almacenamiento, lo primero es describir los subsistemas principales que la componen. Podemos observar un esquema general en Fig. 2.1:

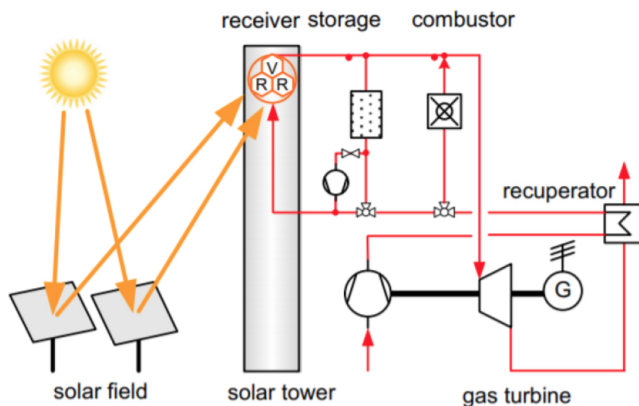


Figura 2.1: Esquema de los elementos principales de la planta híbrida.

- Campo de heliostatos:** está formado por un decenas, cientos o, incluso, miles de espejos, cuya función es reflejar la luz solar y dirigirla y concentrarla en el receptor, que se encuentra en la parte superior de la torre. Estos espejos se pueden orientar de tal forma que siempre dirijan la luz solar al receptor, aunque la posición del sol vaya cambiando, gracias a su sistema de seguimiento del sol.
- Receptor:** recibe la luz concentrada por los espejos. El fluido de trabajo, al pasar por el receptor, absorbe el calor solar. Las temperaturas que se alcanzan en el receptor son muy elevadas (en torno a 800°C para receptores tubulares [11] y en torno a 1000°C para receptores volumétricos [12, 13]).
- Cámara de combustión:** se utiliza la cámara de combustión para hibridar. En este caso, se quema gas natural. La cámara de combustión permite que el fluido siempre alcance la temperatura objetivo de entrada en la turbina, que se puede prefijar. Así, esta temperatura se alcanza siempre, independientemente de las condiciones meteorológicas y del momento del día o del año.

- **Conversión de potencia:** sistema mediante el cual se transforma la energía térmica en energía eléctrica. Para ello, se recorre un ciclo termodinámico que se describirá en la siguiente sección. Este subsistema incluye el compresor, la turbina, el generador eléctrico y, en ocasiones, dos intercambiadores de calor, que se emplean para cerrar el ciclo.
- **Almacenamiento:** en este caso se utiliza almacenamiento en *packed bed*. La *packed bed* debe ser cargada por el día, cuando se puede obtener calor de la energía solar. La carga se realiza haciendo pasar parte del aire caliente proveniente del receptor por el lecho de rocas, para que estas se calienten. Así, se almacena el calor para cuando sea necesario. Por la noche, se realiza el proceso contrario: el aire proveniente del compresor, que no se encuentra a una temperatura muy alta, se hace pasar por el lecho de rocas. Como estas están calientes, el aire aumenta su temperatura al pasar, precalentándose antes de ir a la cámara de combustión. Esto permite ahorrar combustible durante la noche, gracias al calor sobrante almacenado durante el día.
- **Recuperador:** el aire que sale de la turbina está aún a una temperatura elevada. Se puede emplear un recuperador para precalentar el aire que sale del compresor gracias al calor cedido por el aire que sale de la turbina. Es un elemento que permite elevar el rendimiento de la planta, pero su utilización es opcional. De hecho, se debe evaluar si la introducción de este elemento es beneficiosa o perjudicial económicamente, y modelizar correctamente su funcionamiento dentro de la planta. Por tanto, en este estudio no se incluye recuperador.

Combinar almacenamiento e hibridación permite que la planta siga distintos esquemas de operación:

- Cuando la irradiancia solar sea suficiente como para calentar en el receptor el fluido de trabajo (aire) hasta la temperatura objetivo de entrada a la turbina, el aire que sale del receptor no necesitará pasar

por la cámara de combustión antes de ir a la turbina. Por tanto, parte del flujo que sale del receptor se lleva directamente a la turbina y otra parte, se emplea en calentar la *packed bed* (carga), para cuando sea necesario este calor.

- Cuando la irradiancia solar no sea suficiente para llegar, en el receptor, a la temperatura objetivo de entrada en la turbina, el aire que sale del receptor pasará por la cámara de combustión antes de llegar a la turbina. En la cámara de combustión, se quemará el combustible (gas natural) necesario para elevar la temperatura del fluido desde la temperatura que ha alcanzado al salir del receptor hasta la temperatura objetivo de entrada en la turbina. En este caso, también se emplea parte del flujo que sale del receptor en producir potencia (ir a la cámara de combustión y después a la turbina), y otra parte, en cargar la *packed bed*.
- Cuando no haya irradiancia solar (por la noche) o no sea suficiente para calentar el fluido de trabajo (al comienzo del amanecer y al final del atardecer), se descarga la *packed bed*. Es decir, se hace pasar el aire por el TES, previamente cargado, y se calienta hasta una cierta temperatura. Como antes, si esta temperatura es la temperatura objetivo de entrada en la turbina, no es necesario que el fluido pase previamente por la cámara de combustión. Sin embargo, si esa temperatura no alcanza la objetivo, el aire proveniente de la descarga de la *packed bed* pasa por la cámara de combustión y después va a la turbina.

2.1.2. Modelo termodinámico

Una vez descritos los subsistemas principales, se pasa al estudio del ciclo termodinámico.

Ciclo Brayton ideal

El modelo más simple para una planta de este tipo es el ciclo Brayton ideal. Este ciclo es un ciclo cerrado (no hay intercambio de masa con el exterior) y de combustión externa (el fluido de trabajo es calentado en un intercambiador de calor y no se introduce en la cámara de combustión). En este caso, además de la cámara de combustión, hay que tener en cuenta como fuentes de calor el receptor solar y la *packed bed* en la descarga. Sin embargo, en este modelo la fuente que calienta el fluido de trabajo es una fuente externa, que no se trata como tal en la modelización. En este ciclo no hay cambios de fase y, como el fluido de trabajo no participa en la combustión, no hay un cambio en la composición química de dicho fluido.

En este modelo, además, se asume que el fluido de trabajo se comporta como un gas ideal y que las capacidades caloríficas son constantes con la temperatura.

En el caso bajo estudio, el fluido de trabajo es aire, que se coge de la atmósfera. Por tanto, es un ciclo abierto. Además, la combustión es interna, es decir, el aire se introduce en la cámara de combustión y, fruto de la reacción química que se produce al quemarse junto al gas natural, cambia su composición. Además, al final del ciclo, el aire es devuelto a la atmósfera. Pese a estas diferencias, se puede usar el ciclo Brayton ideal como modelo de referencia, sobre el cual se añaden las correcciones pertinentes.

En la Figura 2.2 se representa el ciclo Brayton ideal en los diagramas P-V y T-S.

Los componentes necesarios en el ciclo Brayton ideal son:

- **Compresor:** el fluido de trabajo se comprime desde una presión y temperatura P_1 , T_1 hasta P_2 , T_2 . Al ser una compresión $P_2 > P_1$ y $T_2 > T_1$. En este modelo, se considera que no hay pérdidas de calor en el compresor y el proceso es adiabático reversible (y por ende, isentrópico). Para realizar la compresión, hay que dar trabajo sobre el sistema (W_c en Fig. 2.2).

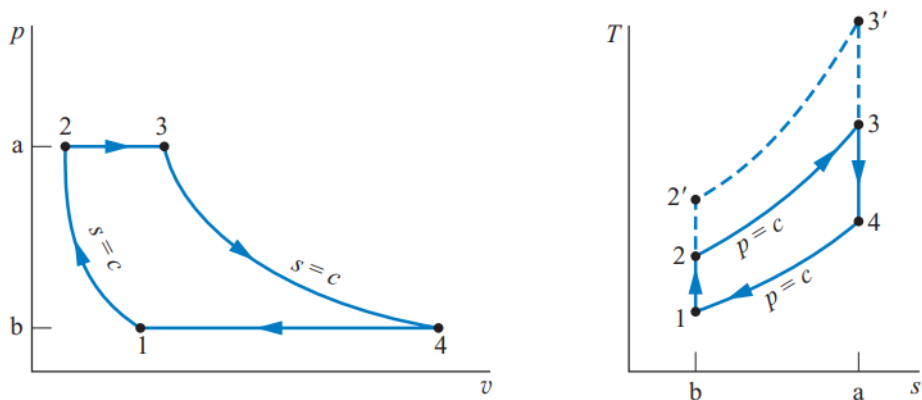


Figura 2.2: Esquema del ciclo Brayton ideal [14] en un diagrama P-V (izquierda) y T-S (derecha).

- Intercambiadores de calor:** como se ha mencionado anteriormente, en este modelo el fluido de trabajo es calentado por una fuente externa en un intercambiador, sin entrar en la cámara de combustión. Este es el proceso 2-3, en el cual el fluido pasa de tener una temperatura T_2 a una T_3 , mayor. En este modelo se desprecian las caídas de presión en los intercambiadores, por tanto, la presión antes y después de pasar por ellos es la misma. Se absorbe calor (Q_H en Fig. 2.2).

En el proceso 4-1, el fluido de trabajo cede calor en un segundo intercambiador (Q_L en Fig. 2.2), para pasar de la temperatura de salida de la turbina (T_4) a la del inicio del ciclo (T_1), que es menor.

- Turbina:** en el proceso 3-4, el fluido de trabajo se expande desde P_3 , T_3 hasta P_4 , T_4 . Al ser una expansión, $P_4 < P_3$ y $T_4 < T_3$. Como en el caso del compresor, se desprecian las pérdidas de calor y el proceso es adiabático reversible. En esta etapa, el sistema realiza trabajo (W_t en Fig. 2.2).

La turbina y el compresor están conectados por un eje y, a su vez, este

eje también está conectado al generador eléctrico, que transforma la energía mecánica en eléctrica.

Cuanto mayor temperatura y presión se alcance en el ciclo, mayor es el área del mismo y mayor la potencia producida (2',3' frente a 2,3 en la figura 2.2).

Ciclo Brayton con irreversibilidades

Como se ha dicho anteriormente, el ciclo Brayton ideal es un modelo de referencia. Sin embargo, para que se adecúe mejor a la situación en la que se está trabajando, es necesario tener en cuenta las irreversibilidades del sistema. El modelo que las incluye es el ciclo Brayton con irreversibilidades.

Este modelo parte del ciclo Brayton ideal pero tiene en cuenta las siguientes fuentes de irreversibilidad (Fig. 2.3):

- La compresión no tiene lugar en un compresor ideal. Es decir, debido a fricciones y turbulencias, se pierde calor en la compresión y no es un proceso adiabático reversible, como lo era en el ciclo ideal (en la Fig. 2.3 el proceso acaba en 2 en vez de en 2s). Para modelizar esta irreversibilidad se utiliza la eficiencia isoentrópica del compresor (ϵ_c), que da una idea de cuánto se asemeja el compresor a un compresor ideal:

$$\epsilon_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.1)$$

- La absorción y cesión de calor en los intercambiadores no es isóbara. Es decir, debido a fricciones en los fluidos que participan en el intercambio de calor, hay una caída de presión. Por tanto, la presión de entrada (P_H y P_L en Fig. 2.3) y de salida en los dos intercambiadores ($P_H - \Delta P_H$ y $P_L - \Delta P_L$ en Fig. 2.3) no es la misma. Para modelizar esta

irreversibilidad utilizamos los parámetros ρ_H , para el intercambiador en el que se absorbe calor, y ρ_L , para el intercambiador en el que se cede calor. Estos parámetros son una relación entre la presión de entrada y de salida en cada intercambiador:

$$\rho_H = \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = \left(\frac{P_H - \Delta P_H}{P_H} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (2.2)$$

$$\rho_L = \left(\frac{P_1}{P_4} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} = \left(\frac{P_L - \Delta P_L}{P_L} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (2.3)$$

Donde $\gamma = C_p/C_v$ es el coeficiente adiabático del fluido de trabajo.

- La expansión no tiene lugar en una turbina ideal. Del mismo modo que pasa en el compresor, en realidad en el proceso de expansión hay una pérdida de calor, y por tanto, no es adiabático reversible. El proceso acaba en 4 en vez de en 4s en Fig. 2.3. Para modelizar esta irreversibilidad se utiliza la eficiencia isoentrópica de la turbina (ϵ_t), que da una idea de cuánto se parece el comportamiento de la turbina con respecto al de una turbina ideal:

$$\epsilon_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (2.4)$$

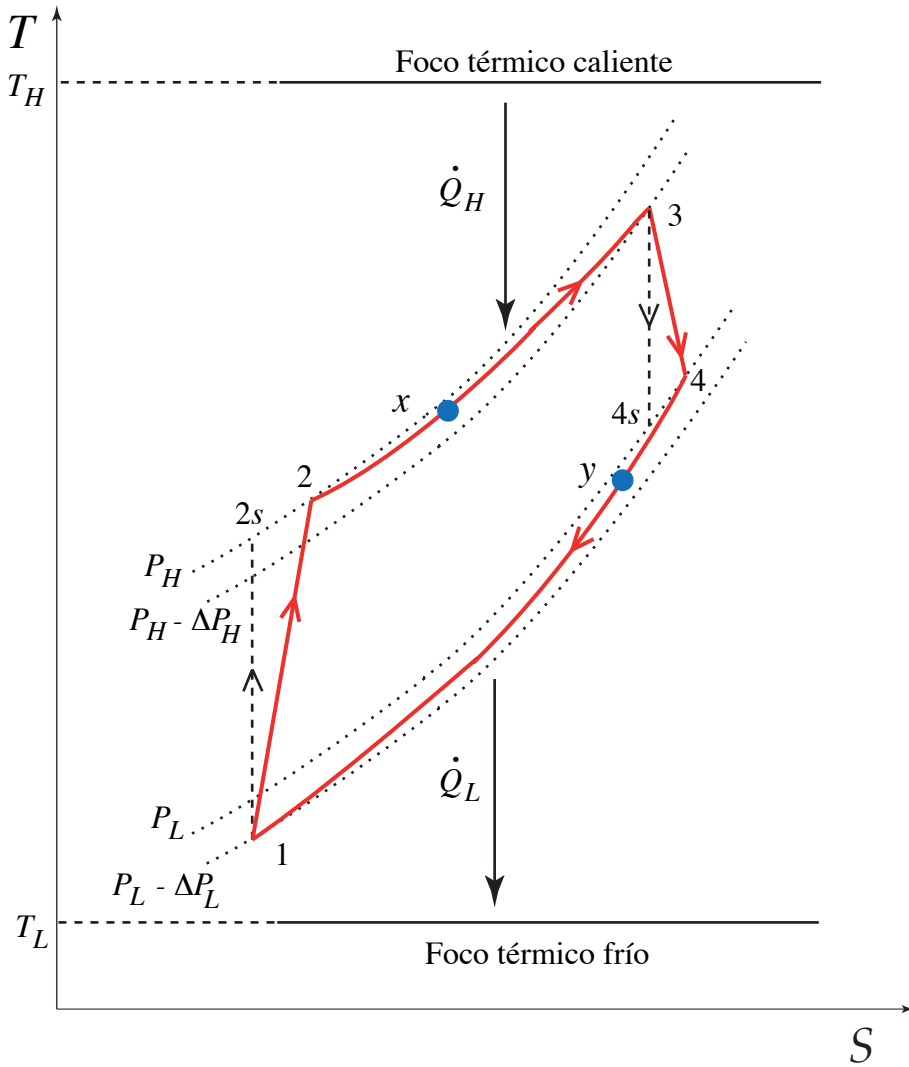


Figura 2.3: Esquema del ciclo Brayton con irreversibilidades en un diagrama T-S [15].

- Como ya se ha mencionado, en el ciclo Brayton ideal la fuente de calor, (que, en nuestro caso, se corresponde con la parte solar, la cámara de combustión y la *packed bed* en la descarga), se tratan como algo externo al ciclo, que no se trata en la modelización. Sin embargo, hay que

tener en cuenta que, como en este ciclo se usan dos intercambiadores que no son ideales en la realidad, la temperatura de las fuentes externas no va a coincidir con la temperatura máxima y mínima del ciclo. Es decir, si, por ejemplo, en la cámara de combustión se alcanza una temperatura T_H , en el ciclo se alcanzará una temperatura $T_3 < T_H$, debido a las pérdidas de calor derivadas de que el intercambiador no es ideal. Para modelizar esta irreversibilidad se utilizan los parámetros ϵ_H y ϵ_L para la parte caliente y fría del ciclo, respectivamente.

$$\epsilon_H = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_H} \quad (2.5)$$

$$\epsilon_L = \frac{T_1 - T_4}{T_L - T_4} \quad (2.6)$$

Como se ha mencionado anteriormente, en nuestro caso no se hace uso de recuperador. Si se hiciese, el fluido de trabajo que sale de la turbina a la temperatura T_4 cedería calor al fluido de trabajo que sale del compresor a la temperatura T_2 . Así, el fluido que sale de la turbina se enfriaría en el recuperador hasta una temperatura T_y y el que sale del compresor, se calentaría en el recuperador hasta T_x . En ese caso, se tendría que tener en cuenta la eficiencia del regenerador ($\epsilon_r = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2}$) y la fuente de calor externa solo tendría que calentar el fluido de trabajo desde T_x hasta T_3 . Del mismo modo, el fluido solo cede calor desde T_y hasta T_1 . Estos cambios en la absorción y cesión de calor, que involucran a las fuentes externas, afectan a los coeficientes ϵ_H y ϵ_L . En ese caso, se definen como:

$$\epsilon_H = \frac{T_x - T_3}{T_x - T_H}; \quad \epsilon_L = \frac{T_1 - T_y}{T_L - T_y}$$

Por otro lado, es importante recordar que se trata de un modelo de referencia, pero que en este caso no hay intercambiadores de calor, sino que el fluido de trabajo es calentado directamente por contacto con el receptor y con las rocas de la *packed bed* e introduciéndolo en la cámara de combustión.

2.2. Almacenamiento

En esta sección se describe el funcionamiento general de una *packed bed* cilíndrica de flujo axial y se presenta un modo sencillo para su modelización.

2.2.1. Funcionamiento general

En el caso estudiado en este Trabajo de Fin de Grado, el almacenamiento de calor tiene lugar en una *packed bed* cilíndrica, recorrida de forma axial por el fluido de transferencia de calor (HTF: *heat transfer fluid*). En este caso, tanto el HTF como el fluido de trabajo que recorre el ciclo es el mismo: aire. La transferencia de calor entre el aire y el lecho de rocas es directa, sin hacer uso de intercambiador de calor.

La *packed bed* está compuesta por un tanque cilíndrico aislado, dentro del cual se encuentra el material usado para el almacenamiento (ver Figura 2.4). Para el almacenamiento se pueden usar rocas, arena, escorias o escombros empaquetados, entre otros materiales. En este caso, se analizan cuarcita y alúmina. La proporción aire-sólido es importante en el funcionamiento de la *packed bed*.

El hecho de usar aire como HTF y rocas como material de almacenamiento, va a permite alcanzar temperaturas altas (en torno a 1000°C), gracias a la estabilidad química y la difícil degradación de ambos componentes. Sin embargo, el aire tiene una menor capacidad calorífica y conductividad térmica que otros HTF, como las sales fundidas, por lo que se necesitan grandes flujos de masa.

Para la carga y la descarga de la *packed bed*, se hace pasar el HTF a través del lecho de rocas. Para que el almacenamiento funcione correctamente se debe mantener siempre la estratificación. Es decir, las regiones caliente y fría de la *packed bed* (ver Fig. 2.4) deben estar separadas por una región estrecha en la que la temperatura cambia bruscamente, llamada termoclina. Cuanto mejor sea la estratificación, mayor será la cantidad de HTF activo, mayor la

capacidad de almacenar exergía y se conseguirá operar a las temperaturas nominales durante más tiempo [9, 16].

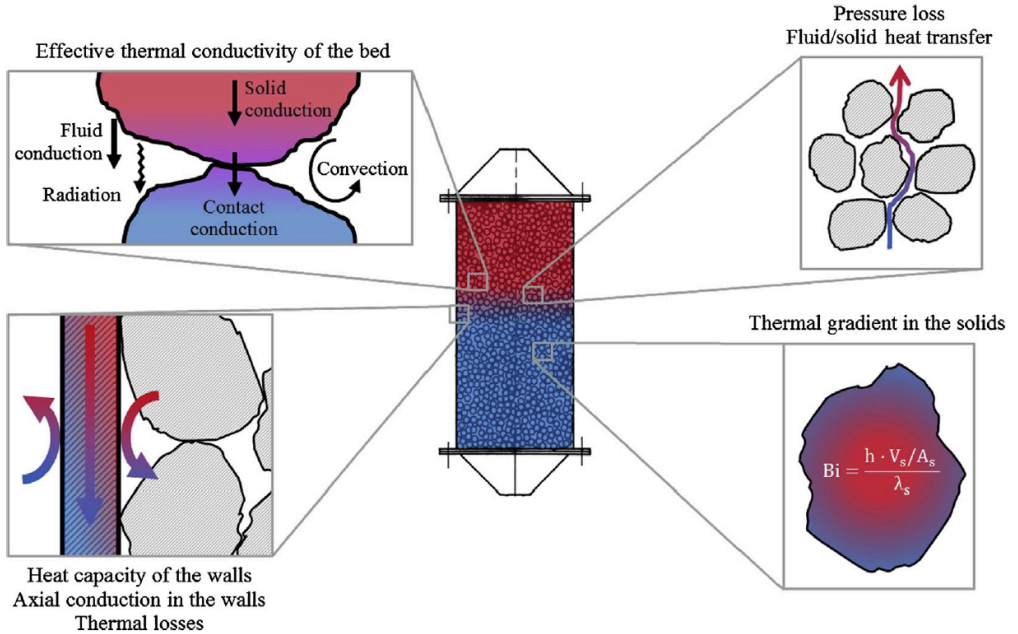


Figura 2.4: Esquema de una *packed bed* cilíndrica con flujo axial y de algunos procesos físicos asociados [16].

Como en la *packed bed* hay tanto flujos fríos como calientes, habrá efectos asociados a la flotabilidad. Para no perder la estratificación, los flujos calientes se introducen y salen por la parte de arriba de la *packed bed*, y los fríos lo hacen por la parte de abajo [16]. Teniendo en cuenta todo esto, los procesos de carga y descarga ocurren de la siguiente manera:

- Carga:** Se introduce aire caliente, proveniente del receptor, por la parte de arriba de la *packed bed* (*top*) y sale, a una menor temperatura, por la parte de abajo (*bottom*). En este proceso, la termoclina se desplaza hacia abajo. Las rocas de arriba, que han estado primero en contacto con el aire caliente, quedan a una mayor temperatura que

las de abajo. Así, tenemos estratificación: en la parte de arriba queda la región caliente y en la de abajo, la fría.

- **Descarga:** Se introduce aire frío, proveniente del compresor, por la parte de abajo de la *packed bed* (*bottom*) y sale a mayor temperatura por la parte de arriba (*top*). La termoclina en este caso sube. La parte de arriba, de nuevo, queda a mayor temperatura al haber estado en contacto con el aire más tarde, cuando ya está a una mayor temperatura que al entrar. La estratificación queda de igual modo.

2.2.2. Modelización de la *packed bed*

Hay muchas formas de modelizar la *packed bed*, según las características a considerar: número de dimensiones, número de fases (sólido, líquido, gas), si hay un gradiente térmico no despreciable en los sólidos o no, si se tienen en cuenta las pérdidas a través de las paredes, etc [16].

En este apartado se presenta el modelo más sencillo para *packed bed* y el modelo empleado por el programa TRNSYS para simular la *packed bed* empleada en el caso que se está estudiando.

Modelo de Schumann

El modelo de Schumann [17] es un modelo unidimensional y que tiene en cuenta dos fases: un fluido y un sólido. Se considera que el lecho de rocas es un sólido poroso. El intercambio de calor se asume proporcional a la media de la diferencia de temperatura entre el sólido y el fluido (ley de Newton). En este caso el fluido es aire, que es una fase gaseosa.

Este modelo presenta dos ecuaciones: una para el fluido Ec. (2.7) y otra para el sólido Ec. (2.8):

$$\varepsilon \cdot \rho_f \cdot c_{pf} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = h \cdot a_s \cdot (T_s - T_f) \quad (2.7)$$

$$(1 - \varepsilon) \cdot \rho_s \cdot c_{ps} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = h \cdot a_s \cdot (T_s - T_f) \quad (2.8)$$

donde ε es la fracción vacía (*void fraction*), que es el volumen no ocupado por el sólido dividido por el volumen total de la *packed bed*; ρ_f y ρ_s son la densidad del fluido y del sólido, respectivamente; de forma análoga, c_{pf} y c_{ps} son las capacidades caloríficas a presión constante para el fluido y para el sólido; T_f y T_s , las temperaturas del fluido y del sólido; h es un coeficiente de transferencia de calor convectivo, que une ambas ecuaciones; u es la velocidad del flujo de fluido en la dirección z (axial); a_s es un factor geométrico, que se puede calcular como:

$$a_s = \frac{A_{s,tot}}{V_b}$$

donde $A_{s,tot}$ es el área de la superficie total del sólido y V_b el volumen total de la *packed bed*.

En este modelo se asume la temperatura y el flujo de entrada del fluido como constantes, se desprecia la conducción de calor dentro del propio fluido y del propio sólido en comparación con la transferencia de calor líquido-sólido, se considera despreciable el cambio en el volumen de ambas fases al cambiar la temperatura, cada trozo de roca se considera a una temperatura uniforme para cada instante de tiempo y solo es válido en el caso de que la capacidad calorífica volumétrica del fluido sea mucho menor que la del sólido (como ocurre en el caso que se está estudiando).

En las Ecuaciones (2.7) y (2.8) no se está teniendo en cuenta las pérdidas de calor hacia el exterior. Estas pérdidas son importantes cuando el aislamiento de la cama de rocas no es muy bueno, la geometría del tanque que contiene las rocas tiene una gran relación superficie-volumen, si la operación se da a altas temperaturas o si se pretende simular un estado estacionario [16].

Las pérdidas térmicas pueden expresarse a través de un coeficiente general de intercambio de calor U . Este coeficiente tiene en cuenta la resistencia

térmica convectiva, tanto interna como externa, y la resistencia térmica de conducción de las paredes. Este coeficiente se acopla con el factor de forma de la *packed bed*, a_b , para poder expresarse en volumen. a_b es la relación entre el área de intercambio de calor entre la *rock bed* y el exterior y su volumen total.

Además de este coeficiente, se debe incluir un término de difusión que incluya la conductividad térmica para tener en cuenta la desestratificación. El fenómeno de difusión suele ser de segundo orden, pero es importante para estudiar la degradación de la termoclina en el caso estacionario.

Por último, hay que tener en cuenta la capacidad calorífica de las paredes del tanque. Para incluirla, se intercambia la densidad del sólido por una densidad aparente, que incluye la capacidad calorífica de las paredes:

$$\rho'_s = \rho_s + \frac{m_w c_{pw}}{(1 - \epsilon) c_{ps} V_b} \quad (2.9)$$

donde m_w es la masa de las paredes del tanque y c_{pw} su capacidad calorífica a presión constante.

Con todo esto, las ecuaciones para el fluido (2.10) y el sólido (2.11) quedan:

$$\epsilon \cdot \rho_f \cdot c_{pf} \cdot \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{eff,f} \cdot \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) + h \cdot a_s \cdot (T_s - T_f) + U \cdot a_b \cdot (T_\infty - T_f) \quad (2.10)$$

$$(1 - \epsilon) \cdot \rho'_s \cdot c_{ps} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_{eff,s} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) + h \cdot a_s \cdot (T_f - T_s) \quad (2.11)$$

donde T_∞ es la temperatura ambiente; $\lambda_{eff,f}$, la conductividad térmica del fluido; y $\lambda_{eff,s}$, la conductividad térmica del sólido.

Modelo utilizado por TRNSYS

Para la simulación se utiliza TRNSYS [21], un *software* basado en componentes que permite simular el comportamiento de sistemas transitorios,

desarrollado en la Universidad de Wisconsin. En la sección 3.1 se da más información sobre este programa. Para la simulación del almacenamiento se utiliza el componente *Type 10: Gravel Bed Thermal Storage* (ver componentes utilizados en el Apéndice A).

En el caso bajo estudio, tenemos conducción axial y se tienen en cuenta las pérdidas de calor hacia el exterior. Por tanto, la ecuación diferencial parcial para modelizar tanto la temperatura del aire como la de las rocas utilizada por TRNSYS es la siguiente:

$$-A \cdot \rho_r \cdot c_r \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial z} + U \cdot P \cdot (T - T_{env}) - k \cdot A \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.12)$$

donde A es el área transversal de la pila de rocas; c_p el calor específico del aire; c_r el calor específico de la roca; \dot{m} el flujo de aire entrando en la *packed bed*; T_{env} la temperatura ambiente de los alrededores; T la temperatura del aire; U el coeficiente de pérdida de la *rock bed* hacia el exterior; P el perímetro de las paredes de la *packed bed*; ρ_r la densidad aparente de la roca (teniendo en cuenta los huecos vacíos); k la conductividad térmica efectiva de la roca en la dirección axial.

Para resolver esta ecuación se divide la *packed bed* en un número de segmentos horizontales que puede elegir el usuario, que se consideran isoterms, y se resuelve con un método de diferencias finitas. En [18] y en la documentación matemática del componente *Type 10* se puede encontrar información más detallada sobre la resolución de esta ecuación.

2.3. Cálculo del rendimiento

2.3.1. Rendimiento para el funcionamiento diurno

Como se ha explicado anteriormente, por el día, el fluido de trabajo es calentado primero en el receptor y después, si es necesario para alcanzar una

temperatura de entrada a la turbina prácticamente constante, se calienta en la cámara de combustión.

El rendimiento se define como la potencia eléctrica obtenida, P , entre el calor total absorbido por el fluido de trabajo. Para este último, durante el día, tenemos que tener en cuenta tanto el aporte del receptor solar como el de la cámara de combustión. Así, el rendimiento global para la planta trabajando en el modo diurno es [19]:

$$\eta_d = \frac{P}{GA_a + \dot{m}_f Q_{LHV}} \quad (2.13)$$

donde GA_a es el flujo de energía que llega al receptor solar, siendo G la irradiancia solar directa y A_a el área de apertura del campo de heliostatos. Este último se calcula multiplicando el número de heliostatos por el área de cada uno de ellos.

Por otro lado, $\dot{m}_f Q_{LHV}$ es el máximo calor que podría liberar \dot{m}_f en la cámara de combustión. \dot{m}_f es la masa de combustible utilizada en cada instante de tiempo y Q_{LHV} el poder calorífico inferior del combustible utilizado.

Es importante resaltar que tanto la irradiancia solar como la masa de combustible utilizada en cada instante varían con el tiempo. La irradiancia depende de las condiciones meteorológicas y de la época del año. A mayor irradiancia, menor cantidad de combustible es necesario utilizar, ya que la cámara de combustión tendrá que hacer un menor aporte de calor. Por tanto, al variar la una lo hace la otra. La potencia se mantiene aproximadamente constante gracias a la cámara de combustión, pero presenta pequeñas fluctuaciones puesto que el aire que se toma para realizar el ciclo es aire atmosférico, y sus condiciones también varían con el tiempo.

Solar share

Un concepto útil durante el funcionamiento diurno es el *solar share* [11, 19]. Este parámetro, f , se define como la proporción entre el calor absorbido

por el fluido de trabajo en el receptor solar y el calor absorbido total:

$$f = \frac{|\dot{Q}_{HS}|}{|\dot{Q}_{HS}| + |\dot{Q}_{HC}|} \quad (2.14)$$

donde $|\dot{Q}_{HS}|$ es el calor que absorbe el fluido de trabajo en el receptor y $|\dot{Q}_{HC}|$ el que absorbe en la cámara de combustión.

Esto indica cuál está siendo el aporte solar en la absorción de calor para cada instante de tiempo. Cuando $f = 1$ todo el aporte lo está realizando la parte solar y si $f = 0$, solo está funcionando la cámara de combustión.

2.3.2. Rendimiento en funcionamiento nocturno

Por la noche, el receptor no está funcionando y se descarga la *packed bed*. Por tanto, el calor absorbido por el fluido de trabajo en total es la suma del calor absorbido en la descarga de la *packed bed* más el absorbido en la cámara de combustión. Por tanto, el rendimiento global se puede calcular de la siguiente manera:

$$\eta_n = \frac{P}{\dot{m}_{inTES} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_{sal,TES} - T_{ent,TES}) + \dot{m}_f \cdot Q_{LHV}} \quad (2.15)$$

$\dot{m}_{inTES} \cdot c_{p,aire} \cdot (T_{sal,TES} - T_{ent,TES})$ es el término asociado a la absorción de calor en la descarga de la *packed bed*. Donde \dot{m}_{inTES} es el flujo de masa de aire que entra en la *packed bed*, proveniente del compresor, para la descarga; $c_{p,aire}$, la capacidad calorífica a presión constante del aire; y $(T_{sal,TES} - T_{ent,TES})$ la diferencia de temperatura entre la salida y la salida de la *packed bed* en la descarga. El término $\dot{m}_f Q_{LHV}$, como se ha explicado en la subsección anterior, corresponde al máximo calor que puede liberar la masa de combustible utilizada.

2.3.3. Rendimiento económico

Además de los dos rendimientos puramente termodinámicos que se han presentado en las dos subsecciones anteriores, podemos definir un rendimiento económico, que relaciona la potencia eléctrica obtenida y el calor absorbido proveniente de fuentes que conlleven un coste económico.

Una vez hecha la inversión inicial, solo el combustible empleado en la cámara de combustión tiene un coste económico en la obtención de calor. Por tanto, el rendimiento económico se define en este caso como:

$$\eta_e = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{LHV}} \quad (2.16)$$

Esta definición fue propuesta por Heywood [20].

Si pensamos, además, en la reducción del uso de combustible no solo como un objetivo económico, sino también con el fin de reducir las emisiones de contaminantes, este rendimiento también es interesante para analizar el efecto de la hibridación y el almacenamiento en las emisiones de la planta.

Este rendimiento está definido en el intervalo $\eta_e \in [0, \infty)$. Es nulo cuando la potencia eléctrica también lo es o si el flujo de combustible es muy grande ($\dot{m}_f \rightarrow \infty$). Por otro lado, tiende a infinito si todo el aporte es solar ($f = 1$) o por parte de la *packed bed* ($\dot{m}_f = 0$). Cuando todo el aporte lo realiza la cámara de combustión, es igual rendimiento global de la planta ($\eta_e = \eta_{d,n}$).

Capítulo 3

Implementación

En este capítulo se presenta el programa que se usa en la simulación, TRNSYS, y se explica la implementación en dicho programa de una planta termosolar de torre central híbrida con cámara de combustión de gas natural y con almacenamiento en lecho de rocas.

3.1. TRNSYS y la librería STEC

Como se ha mencionado anteriormente, TRNSYS [21] es un *software* utilizado para simular el comportamiento de sistemas transitorios desarrollado en la Universidad de Wisconsin. Generalmente, es utilizado para simular el comportamiento de sistemas energéticos, sobre todo en el campo de las energías renovables y la simulación energética de edificios, aunque tiene más aplicaciones.

Es un programa flexible, basado en componentes. La librería estándar está compuesta de unos 150 componentes (*types*), pero el usuario puede crear más con FORTRAN o utilizar librerías ya creadas por otros usuarios.

En este Trabajo de Fin de Grado, se utiliza, además de la librería estándar, la librería STEC (*Solar Thermal Electric Components*) [22]. Esta librería está enfocada a sistemas termosolares de concentración e incluye

componentes como receptores solares, turbinas de gas y sistemas de almacenamiento de energía. Fue iniciada en 1998 gracias a la colaboración del DLR (*German Aerospace Centre*), el Sun*Lab/SANDIA (EE.UU.) y el IVTAN (*Institut for High Temperatures of the Russian Academy of Science*) como actividad del SolarPACES, un congreso internacional que reúne a expertos en CSP. Desde entonces, ha sido actualizada, revisada y completada.

3.2. Parámetros usados en el programa

En esta sección se presentan los parámetros usados en el programa, dentro de cada componente (*type*), para simular una central termosolar de torre central híbrida, basada en la del proyecto SOLUGAS [5, 11], que genera en torno a 5 MW de potencia. En este caso, como se ha mencionado anteriormente, se añade también almacenamiento en *rock bed*, por lo que ciertos parámetros deben ser modificados con respecto a los utilizados en dicho proyecto.

En el Apéndice A, se puede encontrar una descripción detallada del programa y de los *types* empleados. En el Apéndice B, se explica la implementación para la simulación de la planta híbrida sin almacenamiento con los parámetros de SOLUGAS.

3.2.1. Entrada de aire

Para poder mantener una potencia aproximadamente constante de entre 5 y 6 MW, el flujo de masa de aire que se toma de la atmósfera es de 120.000 kg/hr por el día. De este flujo de masa, un 80% realiza el ciclo completo (receptor \rightarrow cámara de combustión \rightarrow turbina) y un 20% se utiliza para cargar la *packed bed*. Se han escogido estos porcentajes para que la potencia generada sea la mencionada, al mismo tiempo que el flujo de masa empleado en la carga de la *packed bed* es suficiente para alcanzar temperaturas altas en la descarga. Por la noche, para mantener la potencia constante, se

introducen 96.000 kg/hr ($0.8 \cdot 120.000$ kg/hr), provenientes del compresor, para la descarga de la *packed bed*.

3.2.2. Campo de heliostatos

Para simular el campo de heliostatos se utiliza el componente *Type 394: Concentrator Field Model* con los siguientes parámetros:

Parámetro	Nombre	Valor	Unidades
Número de heliostatos	No of concentrator units	450	-
Superficie de los heliostatos	Mirror surface area	121	m ²
Reflectividad heliostatos	av reflectivity	0,9	-

Tabla 3.1: Parámetros usados para el campo de heliostatos.

La columna "Nombre" se refiere al nombre que recibe el parámetro en el *type*.

En SOLUGAS se utilizaban 69 heliostatos de 121 m². En el caso bajo estudio, el número de heliostatos es mayor debido a que se necesita más flujo de masa para la carga y descarga de la *packed bed*, lo que lleva a la necesidad de un mayor aporte de calor. El objetivo, además, es que la cámara de combustión haga el menor aporte posible, para reducir el consumo de combustible.

Por otro lado, en este caso, no se está teniendo en cuenta el efecto de la velocidad del viento sobre los heliostatos.

3.2.3. Receptor

Para el receptor se utiliza el componente *Type 422: Air Receiver* con los siguientes parámetros:

Parámetro	Nombre	Valor	Unidades
Apertura del receptor	receiver aperture	19,63	m ²
Eficiencia óptica	optical efficiency	0,95	-
Emisividad del absorbente	emissivity of absorber	0,8	-

Tabla 3.2: Parámetros utilizados en el receptor.

La apertura utilizada es la del receptor en SOLUGAS [5].

3.2.4. Sistema de potencia

En el sistema de potencia se simula el compresor, la turbina y el generador eléctrico.

En primer lugar, para el compresor, se utiliza el componente *Type 424: compressor* con los parámetros:

Parámetro	Nombre	Valor
Relación de compresión	compression ratio	10
Eficiencia mecánica	mechanical efficiency	0,99
Eficiencia isoentrópica	isentropic efficiency	0,88

Tabla 3.3: Parámetros utilizados en el compresor.

El flujo de entrada en el compresor es un *input* y no una función de las condiciones de entrada, es decir, se utiliza el modo de operación 2.

Por otro lado, para la turbina se utiliza el *Type 427: turbine* con los siguientes parámetros:

Parámetro	Nombre	Valor
Eficiencia mecánica	mechanical efficiency	0,99
Eficiencia isoentrópica	isentropic efficiency	0,9

Tabla 3.4: Parámetros utilizados en la turbina.

Por último, para el generador eléctrico se utiliza el componente *Type 428: Electric Generator*, con una eficiencia de 0,99.

3.2.5. Cámara de combustión

Para la cámara de combustión se utiliza el *Type 426: combustion chamber*. El modo de operación empleado es el 2: se quema el combustible necesario para llegar a una temperatura prefijada. Aparte de esta temperatura, se introduce el poder calorífico inferior del combustible y la proporción de varias especies químicas que componen el combustible, que en este caso es gas natural:

Parámetro	Nombre	Valor	Unidades
Temperatura de salida	outlet temperature if mode 2	1150	°C
Poder calorífico inferior	lower calorific value	47600	kJ/kg
Proporción de masa de C	C mass ratio	0,7318	-
Proporción de masa de H2	H2 mass ratio	0,2341	-
Proporción de masa de S	S mass ratio	0	-
Proporción de masa de N2	N2 mass ratio	0,0159	-
Proporción de masa de O2	O2 mass ratio	0,0182	-
Proporción de masa de H2O	H2O mass ratio.in	0	-
Proporción de masa cenizas	ashes mass ratio	0	-

Tabla 3.5: Parámetros utilizados en la cámara de combustión.

3.2.6. *Packed bed*

Para el almacenamiento en *rock bed* se utiliza el *Type 10: Rock Bed*. En este Trabajo de Fin de Grado se estudian dos casos: almacenamiento en alúmina (Al_2O_3) y en cuarcita. Se trata de una *packed bed* cilíndrica con flujo axial. La geometría en ambos tipos de roca es la misma, pero cambian los parámetros asociados a las rocas.

Alúmina

Los parámetros utilizados para simular el almacenamiento con alúmina son los siguientes:

Parámetro	Nombre	Valor	Unidades
Calor específico del aire	Specific heat of air	1,0035	kJ/(kg K)
Longitud de la <i>rock bed</i>	Length of rock bed	30	m
Área transversal de la <i>rock bed</i>	Cross-sectional area	25	m ²
Perímetro interior	Perimeter	17,72	m
Calor específico de la roca	Specific heat of rock	0,785	kJ/(kg K)
Densidad aparente de la <i>rock bed</i>	Apparent rock bed density	2200	kg/m ³
Coefficiente de pérdida	Loss coefficient	3	kJ/(hr m ² K)
Conductividad térmica efectiva	Effective thermal conductivity	11,56	kJ/(hr m K)

Tabla 3.6: Parámetros utilizados en la *packed bed* para la alúmina.

Podemos dividir los parámetros en dos grupos: parámetros geométricos y parámetros de la roca. A continuación, se hace una breve descripción de todos ellos.

En primer lugar, se describen los parámetros geométricos:

- **Longitud de la *rock bed*:** se trata de la longitud de la *packed bed* en la dirección del flujo (altura del cilindro).
- **Área transversal de la *rock bed*:** es el área transversal ocupado por la pila de rocas, perpendicular al flujo.

- **Perímetro interior:** es el perímetro interior de las paredes de la *rock bed*, perpendicular al flujo.

Por otro lado, se explican los parámetros asociados a la roca:

- **Calor específico de la roca:** en este caso, para la alúmina, el valor se ha tomado de [24].
- **Densidad aparente de la *rock bed*:**

para calcular la densidad aparente de la *packed bed* se debe conocer la densidad del HTF y de la roca y la fracción vacía (ε). Se calcula siguiendo la expresión:

$$\rho_{aparente} = (1 - \varepsilon) \cdot \rho_{roca} + \varepsilon \cdot \rho_{aire} \quad (3.1)$$

En este caso se toma: $\varepsilon = 0,4$, $\rho_{aire}(500^\circ C) = 0,457 \text{ kg/m}^3$ y $\rho_{alumina} = 3665 \text{ kg/m}^3$. Este último dato también ha sido tomado de [24].

- **Coefficiente de pérdida:** coeficiente de pérdida de la *rock bed* hacia el exterior. En este caso se toma un valor estándar.
- **Conductividad térmica efectiva:** este coeficiente es más difícil de calcular ya que intervienen varios procesos físicos, depende de la roca y del HTF y también del aislamiento de la *packed bed*.

La siguiente ecuación da la conductividad térmica efectiva (k_{eff}) sin tener en cuenta el almacenamiento [24]:

$$k_{eff} = \varepsilon[k_f + h_{RV}\Delta L] + \frac{(1 - \varepsilon\Delta L)}{\frac{1}{\frac{k_F}{l_V}} + h_p + h_{RS} + \frac{l_s}{k_s}} \quad (3.2)$$

Para llegar a esta ecuación se tienen en cuenta los siguientes procesos:

- Transferencias de calor por conducción y radiación en el fluido entre hueco y hueco.

- Transferencia de calor en la superficie de contacto entre rocas adyacentes.
- Conducción a través de la capa límite del aire cerca del contacto aire-roca.
- Radiación en la superficie vacía de las rocas.
- Conducción a través de las rocas.
- Conducción a través del recubrimiento.

k_F y k_s son la conductividad térmica del fluido y del sólido, respectivamente; h_{RV} y h_{RS} son los coeficientes de transferencia de calor por radiación térmica entre los huecos y entre las superficies de las rocas, respectivamente; ΔL es la longitud efectiva entre los centros de dos rocas adyacentes en la dirección del flujo (axial); l_v es el espesor de la capa de fluido que tendría la misma resistencia térmica que un fluido estacionario cerca del punto de contacto; l_s es el espesor de un bloque de roca con la misma resistencia térmica que el guijarro; y h_p es el coeficiente de transferencia de calor asociado a la transferencia de calor a través de la superficie de rocas adyacentes.

Si se añade el efecto del aislamiento, se debe añadir un término al denominador [24]:

$$k_{eff} = \varepsilon[k_f + h_{RV}\Delta L] + \frac{(1 - \varepsilon\Delta L)}{\frac{1}{\frac{k_F}{l_V}} + h_p + h_{RS} + \frac{l_s}{k_s} + \frac{l_c}{k_c}} \quad (3.3)$$

donde l_c es el espesor de la capa de aislamiento que tendría la misma resistencia térmica que en el caso dado y k_c es la conductividad térmica del material aislante.

Como, en este caso, no se dispone de todos los parámetros necesarios para calcular de este modo k_{eff} , se hace la media ponderada entre la conductividad térmica del sólido y del aire:

$$k_{eff} = \varepsilon \cdot k_{aire} + (1 - \varepsilon) \cdot k_{solido} \quad (3.4)$$

Para la alúmina y el aire: $k_{alúmina} = 19,25 \text{ W}/(\text{K m})$ y $k_{aire} = 0,02 \text{ W}/(\text{K m})$. Si se considera $\varepsilon = 0,4$, entonces $k_{eff} = 11,46 \text{ W}/(\text{K m}) = 41,67 \text{ kJ}/(\text{K hr m})$.

Cuarcita

Cuando se analiza la cuarcita en el almacenamiento, los parámetros son los siguientes:

Parámetro	Nombre	Valor	Unidades
Calor específico del aire	Specific heat of air	1,0035	kJ/(kg K)
Longitud de la rock bed	Length of rock bed	30	m
Área transversal de la rock bed	Cross-sectional area	25	m ²
Perímetro interior	Perimeter	17,72	m
Calor específico de la roca	Specific heat of rock	0,83	kJ/(kg K)
Densidad aparente de la rock bed	Apparent rock bed density	1350	kg/m ³
Coefficiene de pérdida	Loss coefficient	3	kJ/(hr m ² K)
Conductividad térmica efectiva	Effective thermal conductivity	9,76	kJ/(hr m K)

Tabla 3.7: Parámetros utilizados en la *rock bed* para la cuarcita.

Como se observa, la geometría de la *packed bed* no cambia con respecto a la alúmina. Los parámetros asociados a la cuarcita se calculan de igual modo que en el caso anterior. Para la cuarcita se toman los datos de [25]: $c_{p,cuarcita} = 0,83 \text{ kJ}/(\text{kg K})$, $\rho_{cuarcita} = 2500 \text{ kg}/\text{m}^3$, $k_{cuarcita} = 5 \text{ W}/(\text{K m})$, $\varepsilon = 0,46$. En este caso, también se toma como coeficiente de pérdida $3 \text{ kJ}/(\text{hr m}^2 \text{ K})$.

3.3. Condiciones meteorológicas

La simulación se hace entre el 20 y el 23 de julio en Sevilla para un Año Meteorológico Típico (TMY: *Typical Meteorological Year*). Los datos

se toman de la base de datos Meteonorm [23] y, en el caso de Sevilla, se dispone de medidas de irradiancia solar.

Dado que se toma aire atmosférico en la entrada del sistema y que el comportamiento de la parte solar depende de la irradiancia solar, se presenta la temperatura y la radiación solar normal para cada instante de tiempo simulado (Fig. 3.1). Estas condiciones meteorológicas son las mismas para las tres simulaciones llevadas a cabo: planta CRS con TES de alúmina, planta CRS con TES de cuarcita y planta CRS sin TES.

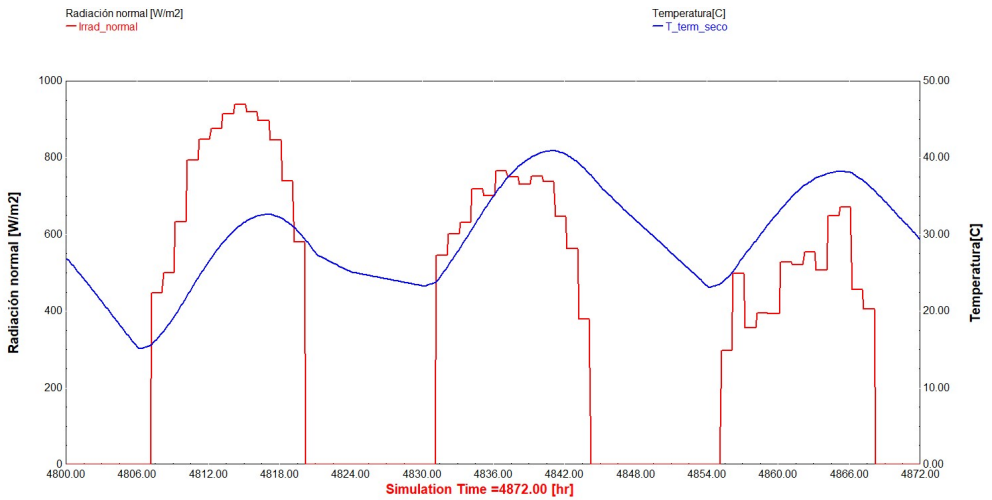


Figura 3.1: Condiciones meteorológicas durante la simulación.

En el eje horizontal se representa el tiempo en horas (horas tomadas desde el comienzo del año). En el eje vertical izquierdo se representa la irradiancia normal en W/m^2 y en el derecho la temperatura en $^{\circ}\text{C}$. Podemos diferenciar el día de la noche por la elevada irradiancia y la temperatura creciente. Se observa, también, que el primer día simulado es en el que se alcanza una mayor irradiancia de los tres (en torno a $940 \text{ W}/\text{m}^2$) y el segundo día, en el que se alcanza una mayor temperatura de los tres (en torno a 41°C). El perfil de temperatura y radiación influye en el resto de variables y, por tanto, en las figuras representadas en el Capítulo 4.

Capítulo 4

Resultados

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos en la simulación para la planta SOLUGAS, híbrida sin TES, y un planta CRS híbrida con TES. Además, se analiza el significado físico y la coherencia con el funcionamiento de la planta de cada figura. Es importante señalar que el funcionamiento de la planta se simula desde cero, es decir, desde que la planta se pone en funcionamiento. Por tanto, el comportamiento de algunos componentes como el almacenamiento, sobre todo durante el primer día, no ha alcanzado las condiciones en las que trabajaría de forma estacionaria.

Como se ha mencionado anteriormente, la simulación se realiza durante tres días de julio en Sevilla. La simulación comienza a las 00:00 del día 20 de julio, por lo que el funcionamiento en el inicio es el nocturno.

4.1. Planta CRS híbrida sin TES

En primer lugar, se analizan los resultados de la simulación para la planta sin almacenamiento. En el Apéndice B se detallan los parámetros utilizados en esta simulación, que se corresponden con los de SOLUGAS. Esta simulación permite validar el correcto funcionamiento del programa. Además, comparando con el caso con almacenamiento, se puede observar la

influencia de añadir TES en los rendimientos, el *solar share* y el consumo de combustible.

4.1.1. Flujos de masa

Se representan en la Figura 4.1, en el eje vertical izquierdo, el flujo de masa que entra en el sistema (línea roja), el flujo de masa que sale del compresor (línea azul), el de salida del receptor (línea rosa), el de salida de la cámara de combustión (línea naranja) y el de salida de la turbina (línea verde). En el eje vertical derecho, se representa el flujo de combustible utilizado en la cámara de combustión (línea azul claro). El flujo de salida del compresor y el de salida del receptor coinciden.

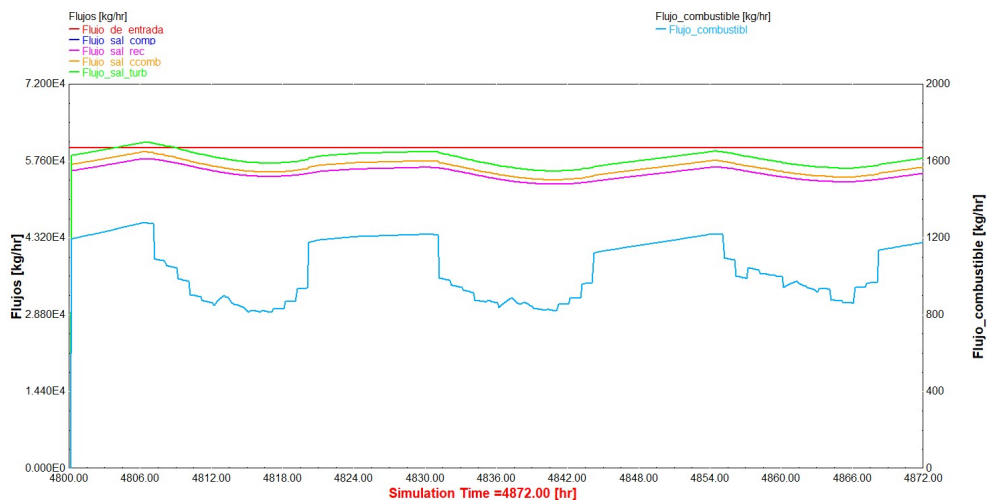


Figura 4.1: Flujos de masa a la entrada del sistema y a la salida de cada componente (eje vertical izquierdo) y flujo de combustible quemado en la cámara de combustión (eje vertical derecho) para la simulación sin TES.

Es importante señalar que, aunque todos los flujos estén representados en kg/hr, las escalas de los ejes verticales izquierdo y derecho son muy diferentes.

La entrada de aire es constante en el tiempo: 60.120 kg/hr, como se indica en el Apéndice B. Sin embargo, hay cambios en el flujo de masa de aire a la salida de cada componente, y fluctúa ligeramente en el tiempo. Esto se debe a que, debido a la variación de la temperatura del aire de entrada y las características de los componentes, puede haber ligeros cambios en la densidad del aire, que se traducen en cambios en el flujo de masa.

Se observa que el flujo de combustible necesario por el día es menor que por la noche y que sigue una tendencia contraria a la irradiancia solar (Fig. 3.1). El flujo de combustible mínimo es de en torno a 820 kg/hr. Por la noche, el flujo de combustible utilizado es prácticamente constante (alrededor de 1200 kg/hr). Esto es coherente, ya que en este periodo de tiempo el único aporte es el que realiza la cámara de combustión. La diferencia entre el combustible utilizado por el día y por la noche muestra el ahorro de combustible conseguido gracias al aporte solar.

4.1.2. Temperaturas en el ciclo

En la Fig. 4.2 se representan todas las temperaturas del ciclo en el eje vertical izquierdo: temperatura del aire que entra en el sistema (línea roja), temperatura a la salida del compresor (línea azul), a la salida del receptor (línea rosa), a la salida de la cámara de combustión (línea naranja) y a la salida de la turbina (línea verde).

La temperatura de entrada viene dada por las condiciones atmosféricas (ver Fig. 3.1). Por otro lado, la temperatura de salida de la cámara de combustión es constante ya que, como se explicó en la Subsección 3.2.5, queda prefijada. En este caso, es de 1150°C.

La temperatura de salida del compresor oscila ligeramente en el tiempo, siguiendo el perfil de la temperatura de entrada, y es de en torno a 350°C. La temperatura de salida de la turbina es prácticamente constante, alrededor de 600°C. Este comportamiento es coherente, ya que en la turbina entra siempre el aire proveniente de la cámara de combustión, que sale a

la temperatura prefijada. En el compresor entra el aire atmosférico, por lo que es también coherente que la temperatura de salida de este muestre el mismo perfil que la temperatura de entrada.

Por último, se observa que la temperatura de salida del receptor es mayor durante el día y tiene un perfil similar al de la radiación solar. Durante este periodo, se alcanzan temperaturas en el receptor de alrededor de 550°C . Por la noche, en el caso sin TES, por simplicidad, en la simulación el aire sigue pasando por el receptor, aunque no se calienta, ya que no hay energía solar. De hecho, se puede observar que la temperatura es ligeramente inferior a la de salida del compresor.

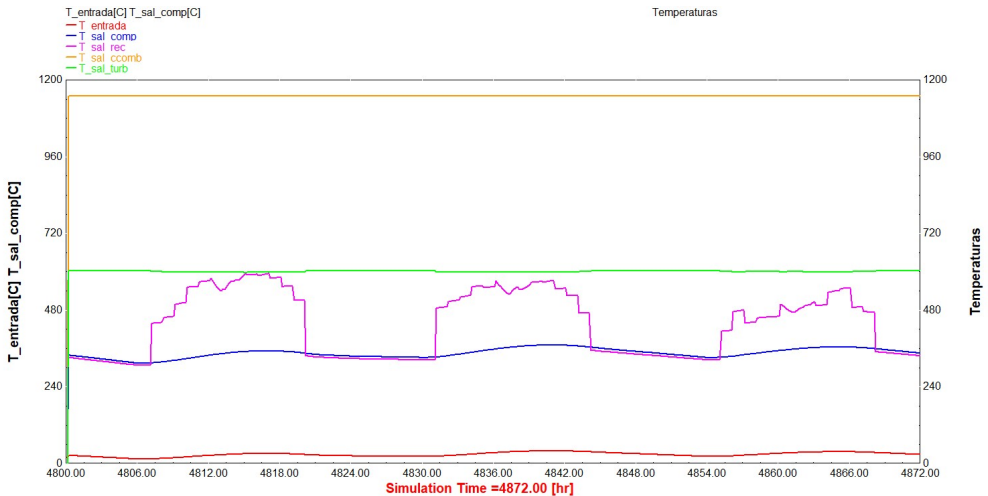


Figura 4.2: Temperaturas en la simulación sin TES.

4.1.3. Potencia

En la Figura 4.3 se representa la potencia consumida por el compresor (línea roja), la dada por la turbina (línea azul), la potencia eléctrica obtenida (línea rosa) y la potencia dada por los heliostatos (línea naranja).

Se observa que la potencia eléctrica obtenida está entre 4,5 y 5 MW. La potencia consumida por el compresor, por su parte, es prácticamente constante para cada instante de tiempo. Esto es coherente, ya que en el compresor, tanto por el día como por la noche, entra el mismo flujo de masa, aunque la temperatura de entrada cambie ligeramente. Además, siempre funciona del mismo modo.

La potencia generada en el campo de heliostatos, que es la energía térmica por unidad de tiempo que son capaces de recibir y focalizar los heliostatos por unidad de tiempo, tiene claramente el mismo perfil que la irradiancia. En la simulación, esta potencia toma un valor máximo de 4,6 MW. Por otro lado, se observa que la potencia generada en la turbina y la potencia eléctrica son aproximadamente constantes, aunque fluctúan ligeramente. Esta última es menor que la primera, ya que hay que tener en cuenta el consumo en el compresor y la eficiencia del generador eléctrico.

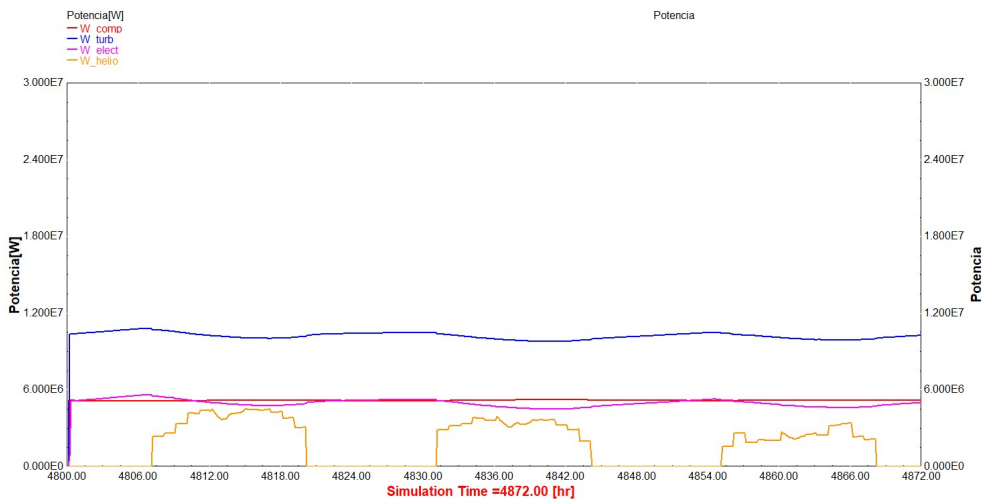


Figura 4.3: Potencias involucradas en la simulación sin TES.

4.1.4. Rendimiento

En la Figura 4.4 se puede observar, en el eje vertical izquierdo, el rendimiento termodinámico (línea roja) y el *solar share* (línea azul). En el eje vertical derecho se representa el rendimiento económico (línea roja).

El rendimiento termodinámico no está dividido en funcionamiento diurno y nocturno porque la expresión utilizada en su cálculo es la misma Ec. (2.13). Por la noche, la radiación solar es nula y el único término que contribuye en el rendimiento es el asociado a la cámara de combustión.

El rendimiento termodinámico durante el día es de en torno a un 10 %. Por la noche, el rendimiento es de alrededor del 32 %, y se mantiene constante, ya que la cámara de combustión es la única fuente de calor en ese periodo de tiempo.

En cuanto al rendimiento económico, tiene un valor máximo de en torno a 0,4, que se alcanza durante el día. Por la noche, es igual que el rendimiento termodinámico, debido a que, como se ha mencionado, solo genera calor la cámara de combustión. Por otra parte, el valor máximo del *solar share* se sitúa alrededor de 0,82.

Se puede observar la contribución de la parte solar (línea roja) y de la cámara de combustión (línea azul) a los rendimientos en la Figura 4.5. Ambas contribuciones se representan en kg/hr. Se observa que la contribución solar tiene el perfil de la irradiancia solar, lo cual es lógico ya que es la irradiancia por la apertura del campo de heliostatos. Sobre la contribución de la cámara de combustión, se observa que es prácticamente constante por la noche y disminuye por el día. Esto concuerda con el flujo de masa de combustible (Fig. 4.1).

Se observa que el comportamiento de la planta es coherente para todas las variables representadas. Se comprueba, así, que el funcionamiento del programa es correcto y se está en disposición de añadir el almacenamiento en *packed bed*.

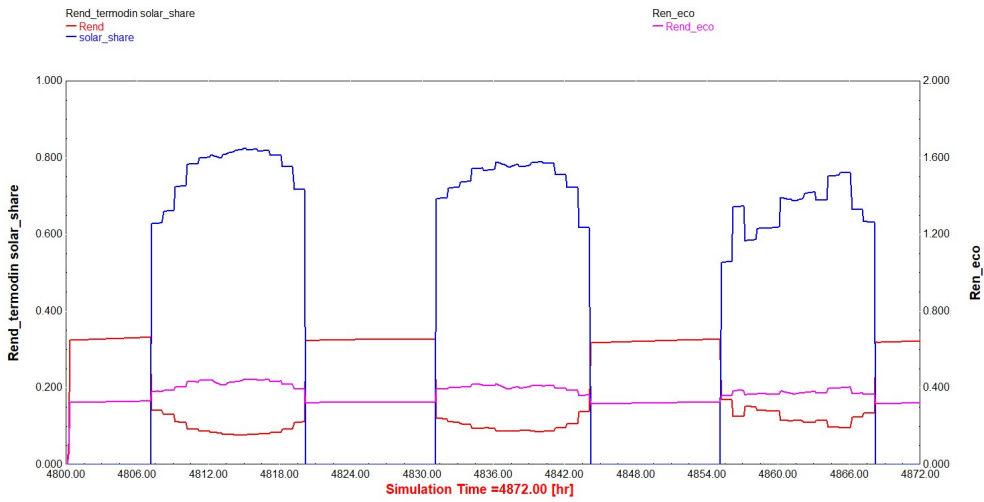


Figura 4.4: Rendimiento termodinámico, económico y *solar share* para la simulación sin TES.

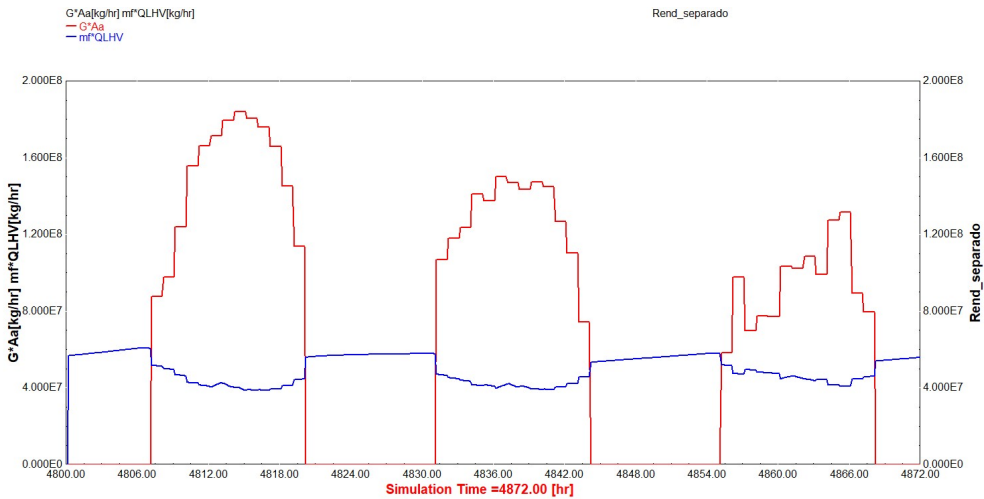


Figura 4.5: Contribución de la parte solar y de la cámara de combustión al rendimiento para la simulación sin TES.

4.2. Planta CRS híbrida con TES de alúmina

En esta sección se presentan las figuras obtenidas en la simulación de la planta termosolar CRS híbrida con almacenamiento en *packed bed* de alúmina (ver parámetros utilizados en la Sección 3.2).

4.2.1. Flujos de masa

En la Figura 4.6, se representa el flujo de masa de aire a la entrada del sistema y a la salida de cada componente, en el eje vertical izquierdo. En el eje vertical derecho, se representa el flujo de masa de combustible que se quema en la cámara de combustión para alcanzar la temperatura prefijada (1150 °C). Es importante recordar que, como el aire se introduce en la cámara de combustión, a la salida de esta tendrá una composición química distinta.

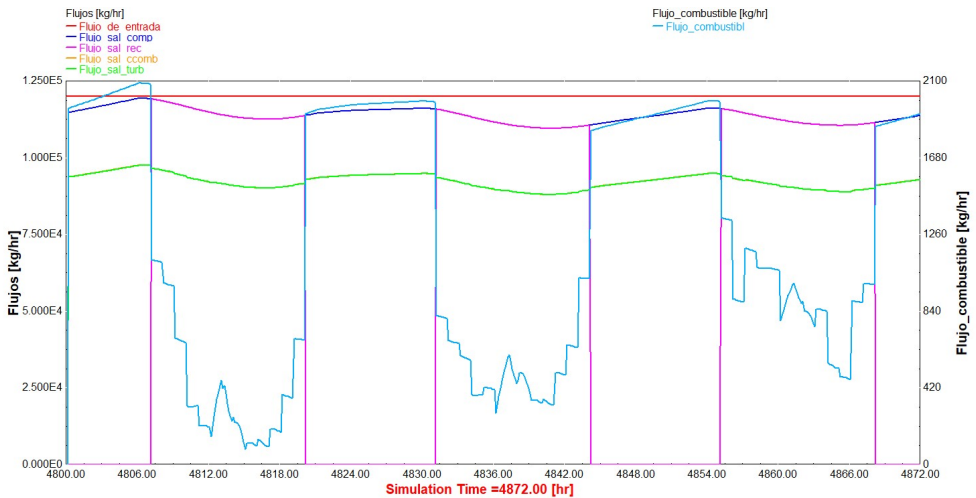


Figura 4.6: Flujo de masa de aire (eje vertical izquierdo) y flujo de masa de combustible (eje vertical derecho) en cada instante de tiempo.

La línea roja en la Fig. 4.6 es el flujo de aire que entra en el sistema (120.000 kg/hr) y es constante. La línea azul representa el flujo de masa de aire a la salida del compresor; la rosa, a la salida del receptor; la naranja, a la salida de la cámara de combustión; y la verde, el flujo de masa de aire a la salida de la turbina. Por el día, cuando el aire pasa por el receptor, la salida del compresor y la del receptor coinciden. En todo momento, también coinciden la salida de la cámara de combustión y la de la turbina.

Es importante recordar, además, que solo un 80% de la masa de aire que sale del receptor por el día va a la cámara de combustión y que solo un 80% del flujo de aire que sale del compresor descarga la *rock bed* durante la noche. Esto se ve reflejado en la caída en el flujo de masa entre la línea compresor/receptor y la cámara de combustión/turbina. Además, como se ha explicado anteriormente, hay cambios y oscilaciones en el flujo de masa a la salida de los distintos componentes debido a cambios en la densidad del aire.

Se observa que el flujo de combustible en la cámara de combustión disminuye drásticamente por el día, gracias al aporte del receptor solar. El mínimo flujo de combustible empleado es de alrededor de 110 kg/hr, durante el primer día. Por la noche, cuando la descarga de la *packed bed* aporta calor al aire, el flujo de combustible necesario es menor que cuando ya se ha descargado por completo y solo opera la cámara de combustión. Por ejemplo, para el segundo día, al comienzo de la noche son necesarios en torno a 1830 kg/hr de combustible. Hacia el final de la noche, cuando la *rock bed* ya no aporta calor al aire, se necesitan alrededor de 1990 kg/hr.

Comparando estos valores con los del caso sin almacenamiento (Fig. 4.1), se observa que, durante el día, el flujo de combustible empleado en el caso con TES es menor que en el de SOLUGAS. Esto se debe a que, aunque el flujo de masa en el primer caso es casi el doble que en el segundo, el número de heliostatos también es mayor (450 unidades frente a 69). Incrementar el número de heliostatos y la temperatura de salida del receptor hasta tal punto es lo que permite un ahorro de combustible tan remarcable. Por la

noche, sin embargo, el flujo de combustible empleado en el caso con TES es mayor que para la simulación de SOLUGAS, aunque no son tan diferentes si se piensa en la diferencia de flujos de masa de aire. Además, gracias a la *packed bed*, el uso de combustible es menor mientras esta aún no se haya descargado por completo. En el caso sin TES, por el contrario, este flujo de masa es constante durante la noche.

4.2.2. Temperaturas en el ciclo

A continuación, se representan la temperatura del aire a la entrada del sistema y a la salida de cada componente (Fig. 4.7). En el eje vertical izquierdo se representan la temperatura del aire a la entrada del sistema (línea roja) y a la salida del compresor (línea azul). En el eje vertical derecho, se representa la temperatura a la salida del receptor (línea rosa), de la cámara de combustión (línea naranja) y a la salida de la turbina (línea verde).

Se observa que en ningún caso la temperatura de salida del receptor alcanza o supera la prefijada a la salida de la cámara de combustión. Es decir, siempre se necesita el aporte de la cámara de combustión. Sin embargo, se puede ver que en el primer día, en el que hay una mayor radiación, el aporte que debe hacer esta es muy bajo.

Se observa que en el compresor aumenta la temperatura del aire (hasta en torno a 350°C). La temperatura de salida del receptor es bastante más elevada y tiene una forma similar a la irradiancia solar. Por otro lado, la temperatura de salida de la cámara de combustión es constante y es la que hemos fijado (1150°C). Por último, la temperatura disminuye en la turbina (hasta alrededor de 600°C). Todos estos resultados son coherentes con el comportamiento de cada componente.

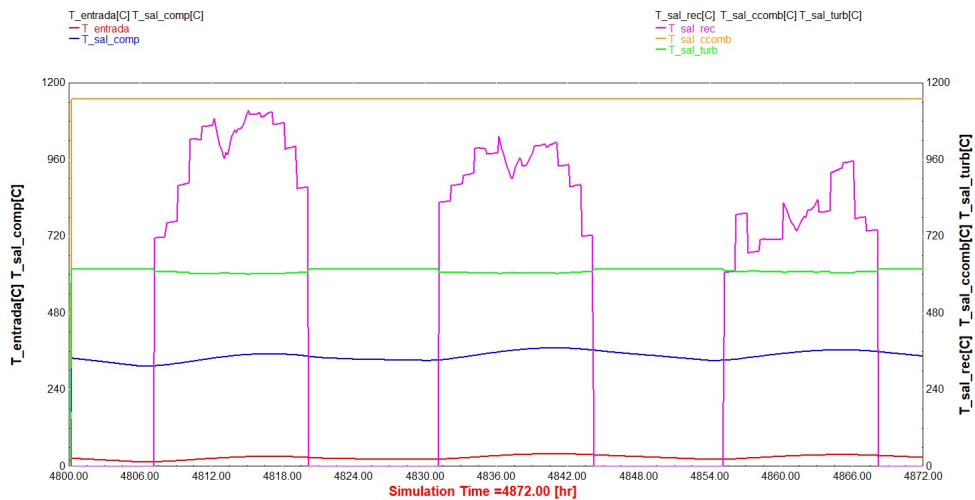


Figura 4.7: Temperaturas a la entrada del sistema y a la salida de los diferentes componentes para cada instante de tiempo.

La temperatura de salida del receptor es mucho más elevada que en el caso de la simulación sin TES. En este caso, en el primer día, se alcanzan 1100°C . Esto es debido, de nuevo, al mayor número de heliostatos empleado, a pesar de tener que calentar un mayor flujo de masa de aire. Además, esta es la razón para el bajo flujo de combustible que se necesita durante el día. Es importante recordar que los receptores tubulares, como el de SOLUGAS, no pueden alcanzar temperaturas más altas de 800°C [5, 11]. Para estos receptores estas temperaturas de salida son demasiado altas, pero no así para receptores volumétricos [12]. Consiguiendo estas temperaturas de salida del receptor se consigue reducir el gasto de combustible y aumentar el *solar share*. Esto puede verse comparando los resultados de esta sección con los de la Sección 4.1.

Las temperaturas de salida del compresor y de salida de la turbina son iguales que para el caso sin TES, al serlo la temperatura de entrada y la temperatura prefijada de salida de la cámara de combustión.

4.2.3. Potencia

En la Fig. 4.8 representa la potencia consumida por el compresor (línea roja), dada por el campo de heliostatos (línea naranja), dada por la turbina (línea azul) y la potencia eléctrica (línea rosa) obtenida para cada instante de tiempo:

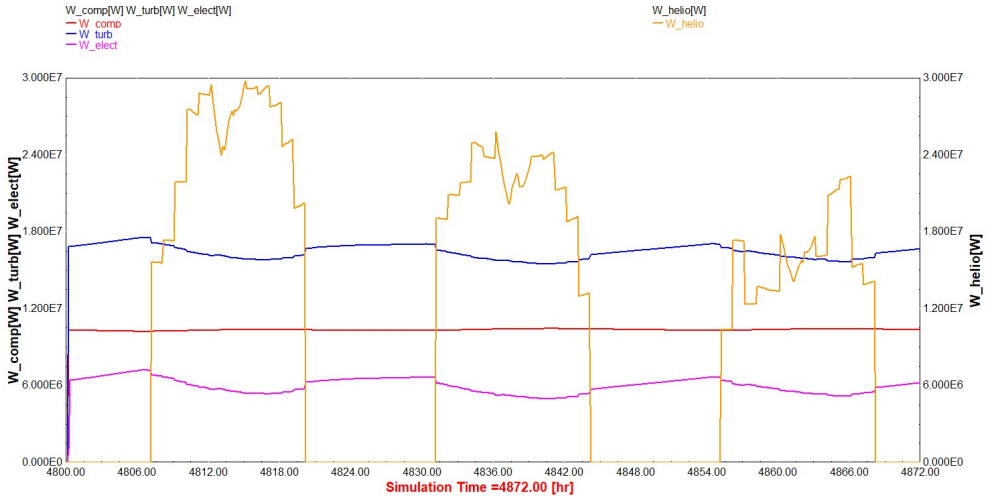


Figura 4.8: Potencia consumida y generada por los distintos elementos de la planta.

Se observa que la potencia eléctrica de salida oscila entre 5 y 6 MW, algo mayor que para SOLUGAS. Aparte de esto, el comportamiento de los distintos componentes es idéntico que para el caso sin TES.

Se observa que la potencia térmica generada en los heliostatos es mayor que para la simulación sin TES, llegando hasta los 29,3 MW. De nuevo, esto se debe al mayor número de espejos empleado.

4.2.4. *Packed bed*

Se representan los flujos de masa de aire para la carga y la descarga de la *rock bed* y las temperaturas en dichos procesos.

Fujos de masa

Se representa el flujo de masa de aire en la entrada (línea roja) y a la salida de la carga (línea naranja) y a la entrada (línea azul) y a la salida (línea rosa) de la descarga (Fig. 4.9). Se observa que los flujos de entrada y de salida, tanto en la carga como en la descarga, son iguales. Es decir, coinciden las líneas roja y naranja y la azul con la rosa. Esto es coherente, ya que el mismo flujo de aire que entra en la *packed bed* sale de ella, aunque con distinta temperatura.

Es importante señalar que el flujo en la carga es menor que en la descarga. Esto es porque, como se explicó en la Subsección 3.2.1, el 20% del flujo de entrada total se emplea para la carga y el 80% entra en la *rock bed* en la descarga.

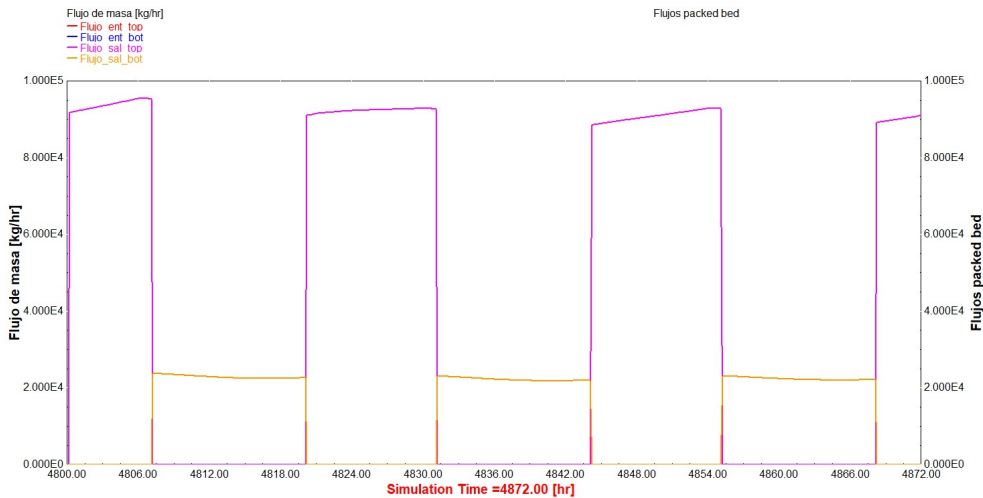


Figura 4.9: Flujos de masa de aire en la *rock bed* durante la carga y la descarga.

Temperaturas

Se representan las temperaturas de entrada y salida en la carga y en la descarga en la Fig. 4.10. La línea roja representa la temperatura de entrada en la carga. Vemos que tiene un perfil similar al de la irradiancia. Esto es coherente, ya que a mayor radiación, mayor temperatura se alcanzará en el receptor. La temperatura de salida en la carga se representa en azul. Se observa que disminuye ligeramente el primer día, pero es prácticamente constante. Se puede ver más claramente las temperaturas en la carga en la Fig. 4.11.

La temperatura de entrada en la descarga está representada en rosa en las Figs. 4.10 y 4.12. Es prácticamente constante, lo cual es lógico, ya que es aire que proviene del compresor. La línea naranja representa la temperatura de salida en la descarga. Se observa que al principio de la descarga es una temperatura alta, sobre todo el día con mayor irradiancia, cuando se alcanzan más de 887°C . Sin embargo, según va pasando el tiempo durante la noche, se va descargando la *packed bed* y la temperatura de salida de la descarga es cada vez menor. En la primera noche de funcionamiento, la *rock bed* se descarga en torno a la mitad de la noche. Sin embargo, el segundo día ya no se descarga por completo hasta el final de la noche. A lo largo de los días, ya no se descargará por completo en ningún momento.

Para ver la temperatura en la descarga con mayor claridad se puede consultar la Figura 4.12. Por otro lado, para ver la evolución en la descarga con los días, se puede ver la Figura 4.13, donde se simulan 7 días en vez de 3 (20-27 de julio en Sevilla).

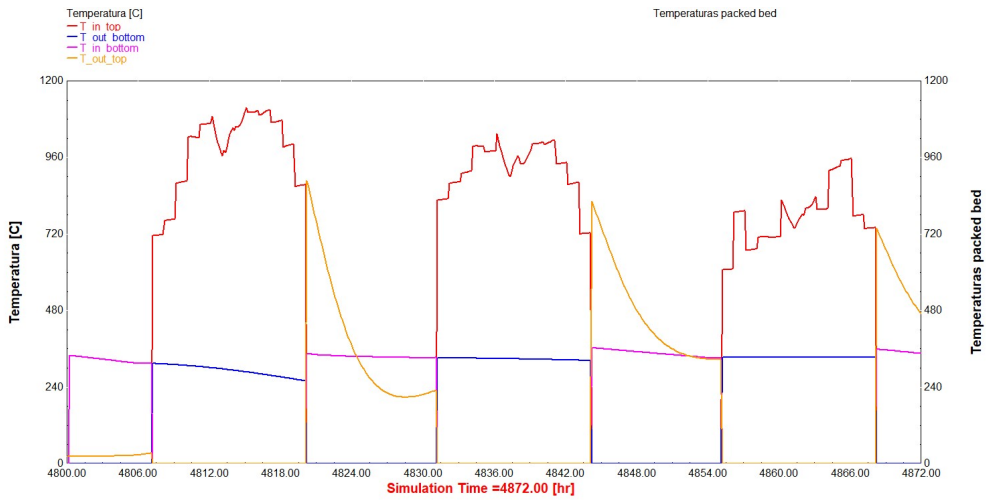


Figura 4.10: Temperaturas de entrada y salida de la *rock bed* en la carga y en la descarga para alúmina.

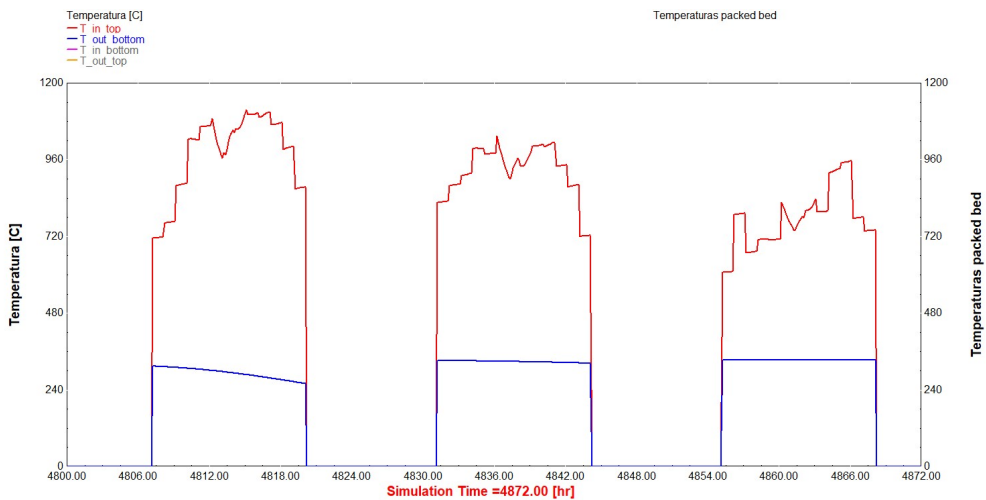


Figura 4.11: Temperaturas de entrada y salida de la *rock bed* en la carga para alúmina.

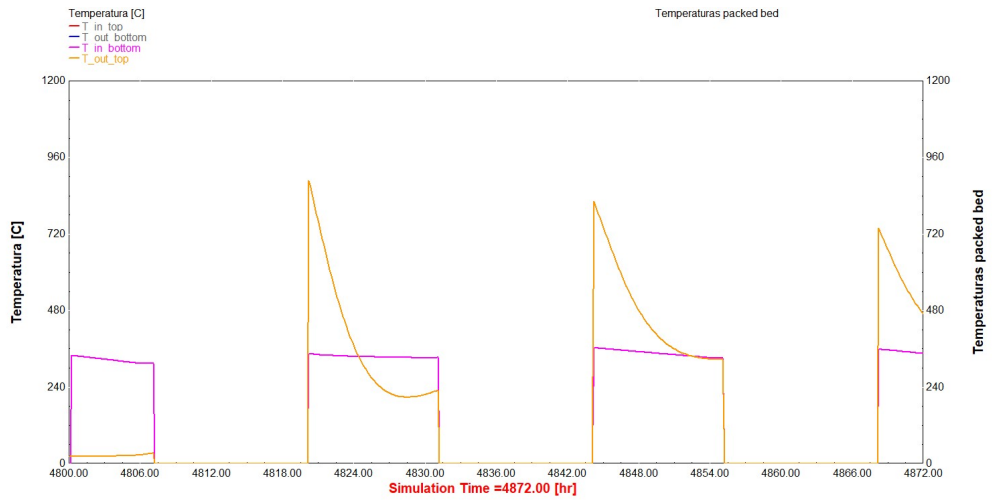


Figura 4.12: Temperaturas de entrada y salida de la *rock bed* en la descarga para alúmina.

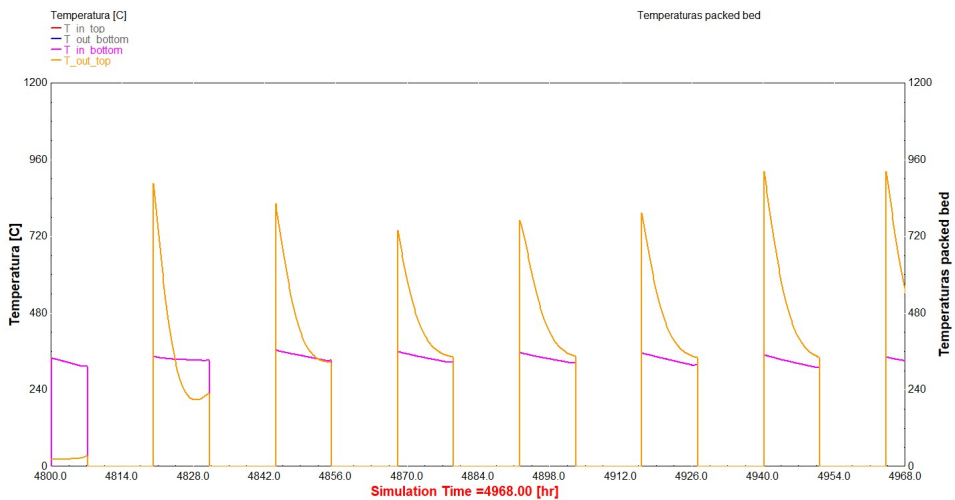


Figura 4.13: Temperaturas de entrada y salida de la *rock bed* en la descarga simulando 7 días para alúmina.

4.2.5. Rendimiento

En la Figura 4.14, se representa el rendimiento durante el día (línea roja), por la noche (línea azul) y el rendimiento económico (línea naranja) en el eje vertical izquierdo. El *solar share* (línea rosa), se representa en el eje vertical derecho.

El rendimiento por el día está entre un 10% y un 20%. Por la noche, cuando se descarga la *packed bed*, el rendimiento es muy bajo (en torno a un 0,1%). Esto es porque, como ya se ha mencionado, el aire tiene una baja conductividad térmica y baja capacidad calorífica comparado con otros HTF. Por tanto, el flujo de masa de aire que se necesita para la descarga de la *packed bed* es muy grande (96.000 kg/hr en el caso bajo estudio). Este flujo de masa es mucho mayor que el de combustible (ver Fig. 4.6), e introduciendo esto en la Ec. (2.15), el rendimiento nocturno obtenido cuando se está descargando la *rock bed* es muy bajo. En la Figura 4.16 se puede ver la contribución de cada término de los rendimientos por separado, observando la diferencia de orden de magnitud entre la contribución de la descarga del almacenamiento con respecto a la parte solar y la cámara de combustión.

Cuando la *packed bed* se descarga por completo y solo queda en funcionamiento la cámara de combustión, el rendimiento es, aproximadamente, del 25%. En este caso el rendimiento nocturno y el económico son iguales, aunque en la Fig. 4.14 no se aprecie por el cambio en la escala entre los ejes verticales. Se puede observar mejor la evolución de los rendimientos termodinámicos en la Fig. 4.15.

Comparando estos rendimientos con los del caso sin TES (Subsec. 4.1.4), se observa que el rendimiento diurno no es muy diferente para ambos casos. Por la noche, sin embargo, por lo explicado anteriormente, el rendimiento cuando se descarga la *packed bed* es mucho menor que en el caso sin TES. Sin embargo, cuando solo contribuye la cámara de combustión en el caso con TES, ambos rendimientos son parecidos (25% frente a un 32%). En el

caso sin TES este rendimiento también es mayor debido a que los flujos de masa son menores.

El rendimiento económico, como ya se ha explicado anteriormente, puede ser mayor que uno. Se observa que en el primer día, en el que la irradiancia es mayor, este rendimiento llega a ser mayor que 4. Sobre el *solar share*, tiene la forma característica de la radiación solar. Es cercano a 0,98 durante el primer día y superior a 0,85 en varios instantes de tiempo en los días posteriores. Esto indica el ahorro de combustible que se produce gracias al aporte solar.

Tanto el rendimiento económico por el día como el *solar share* son mayores para el caso con TES. Esto está relacionado con el mayor número de heliostatos. Por la noche, el rendimiento económico es igual al rendimiento termodinámico si solo funciona la cámara de combustión. La masa de combustible empleada (\dot{m}_f) cambia al ir descargándose la *packed bed*, pero en orden de magnitud no es comparable con el poder calorífico inferior del gas natural (Q_{LHV}), por el que está multiplicado (ver Subsec. 2.3.3). En la Fig. 4.16 se observa más claramente que la contribución asociada a la cámara de combustión va creciendo en el tiempo durante la noche. Sin embargo, esto no se aprecia demasiado en el rendimiento económico.

En cualquier caso, el rendimiento económico por la noche es menor en este caso que en el de la simulación sin TES, por lo anteriormente explicado sobre la diferencia en los flujos de masa.

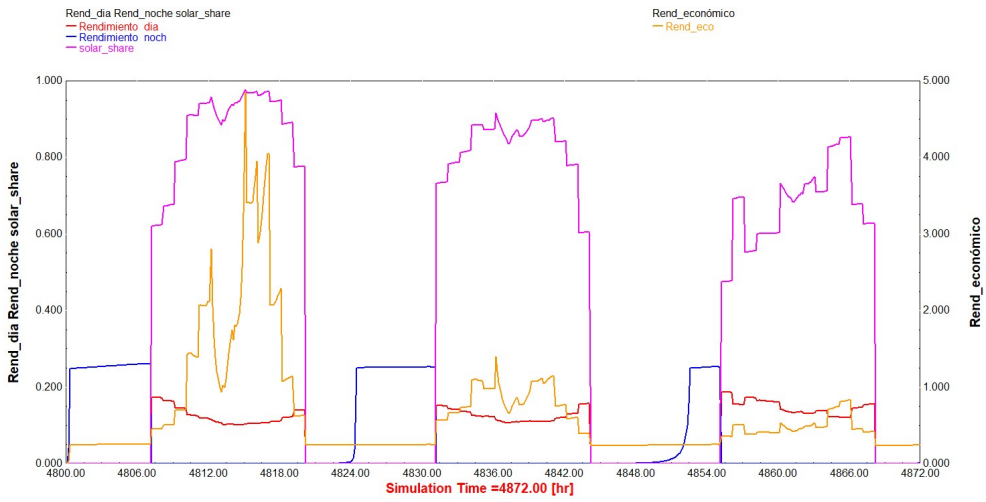


Figura 4.14: Rendimiento para la planta CRS con TES de alúmina.

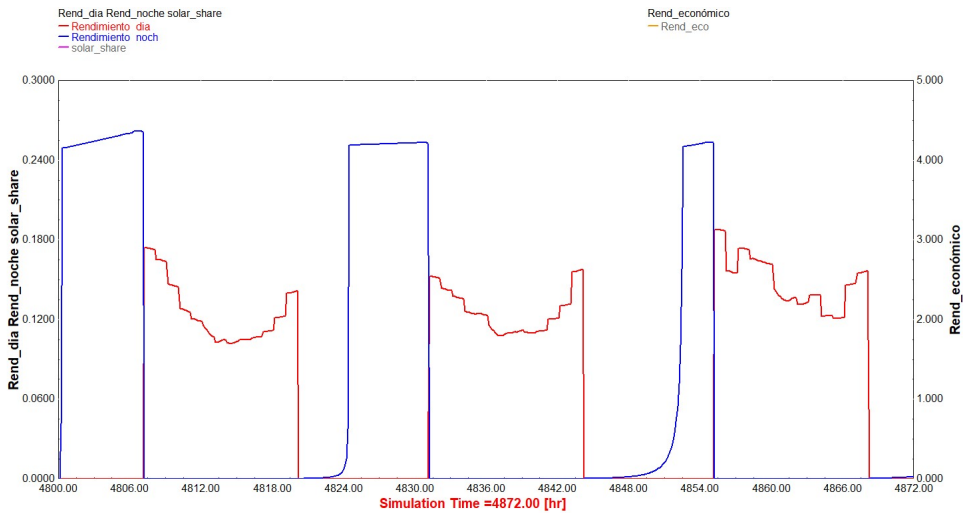


Figura 4.15: Rendimientos termodinámicos para la planta CRS con TES de alúmina.

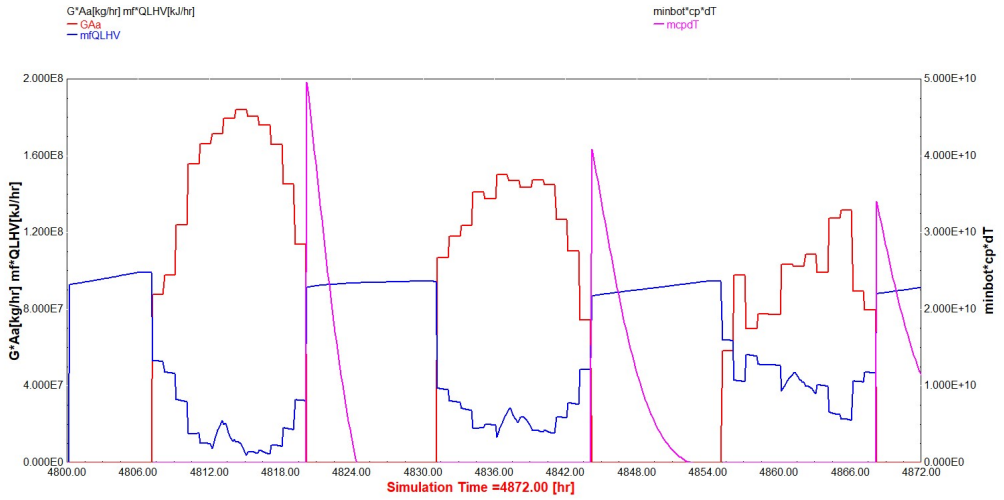


Figura 4.16: Términos que contribuyen a los rendimientos para la planta CRS con TES de alúmina.

4.3. Planta CRS híbrida con TES de cuarcita

En esta sección se representan los resultados obtenidos para la simulación de la planta termosolar CRS híbrida con TES en *packed bed* de cuarcita (parámetros en la Sección 2.2).

Las figuras de temperaturas del ciclo y potencias son iguales al caso con almacenamiento con alúmina. Para el caso de los flujos de masa, lo que podría cambiar es el flujo de combustible por la noche, cuando se descarga la *rock bed*, ya que la carga y la descarga se producen de manera distinta para la cuarcita. Sin embargo, estos cambios no son significativos.

4.3.1. *Packed bed*

El funcionamiento de la *packed bed* es el mismo para la cuarcita, así que la figura de los flujos de aire que intervienen en la carga y descarga es análoga a la del caso de la alúmina (Fig. 4.9).

La cuarcita tiene una mayor capacidad calorífica que la alúmina, sin embargo, su conductividad térmica es mucho menor. Es decir, se necesita un mayor aporte de calor para elevar su temperatura y su capacidad de transferencia de calor por conducción es mucho menor. Esto hará que tanto la carga como la descarga sean más lentas si se utiliza cuarcita. En la figura 4.17 se representan las temperaturas de entrada y de salida en la carga y en la descarga.

En la carga, la temperatura de entrada (línea roja) es análoga al caso de la alúmina, ya que el resto del ciclo no cambia. Sin embargo, la temperatura de salida (línea azul), cuando el comportamiento de la *rock bed* se estabiliza, es ligeramente menor que para la alúmina. Esto es coherente, ya que al ser la temperatura de entrada igual en ambos casos, pero necesitarse un mayor aporte de calor para elevar la temperatura de la cuarcita, la temperatura a la que sale el aire en este caso es inferior.

Por la noche, se puede observar que la *packed bed* no se descarga tan rápido como con alúmina. De hecho, para el segundo día ya no se descarga del todo en toda la noche. Esto es esperable por lo mencionado anteriormente. Se alcanzan temperaturas de salida en la descarga mayores que para la alúmina (en torno a 962°C al comienzo de la descarga en el primer día). Esto también es coherente con el hecho de que la capacidad calorífica para la cuarcita sea mayor que para la alúmina.

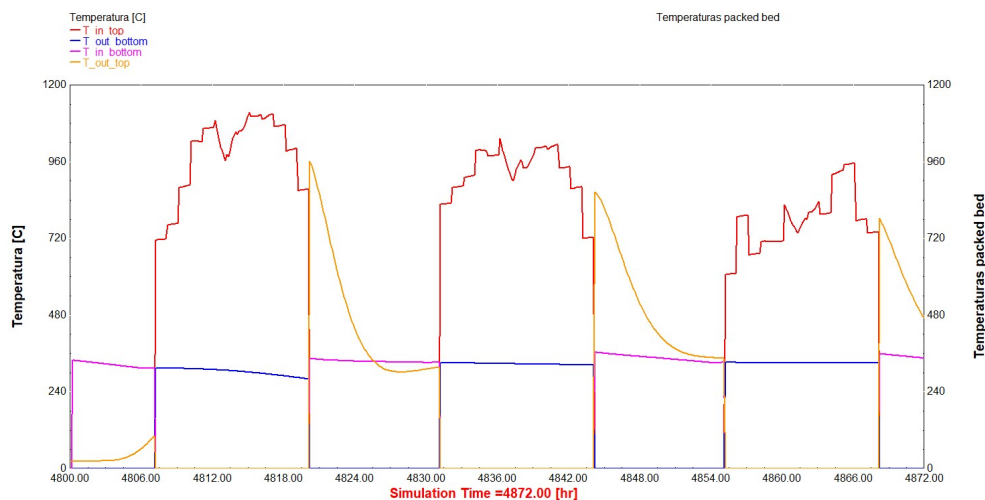


Figura 4.17: Temperaturas de entrada y salida de la *rock bed* en la carga y en la descarga para alúmina.

4.3.2. Rendimiento

De forma análoga que para la alúmina, se representa el rendimiento por el día (línea roja), por la noche (línea azul), el rendimiento económico (línea naranja) y el *solar share* (línea rosa) en la figura 4.18.

Por el día, el rendimiento es el mismo que para la alúmina, ya que, salvo el almacenamiento, el resto del ciclo no cambia su funcionamiento. El rendimiento económico y el *solar share* también son iguales en ambos casos, por la misma razón. También es así cuando, por la noche, solo está funcionando la cámara de combustión. Sin embargo, se observa que como la descarga de la *packed bed* es más lenta para el caso de la cuarcita, el tiempo en que todo el aporte de calor lo realiza la cámara de combustión es menor que para la alúmina. De hecho, ya el segundo día esta situación no se da. Cuando se está descargando la *packed bed*, ambos rendimientos son del mismo orden de magnitud aunque no sean iguales.

En la Figura 4.19, se observan con más detalle los rendimientos termo-

dinámicos para este tipo de almacenamiento. En la Fig. 4.20, se representan los componentes involucrados en los rendimientos por separado.

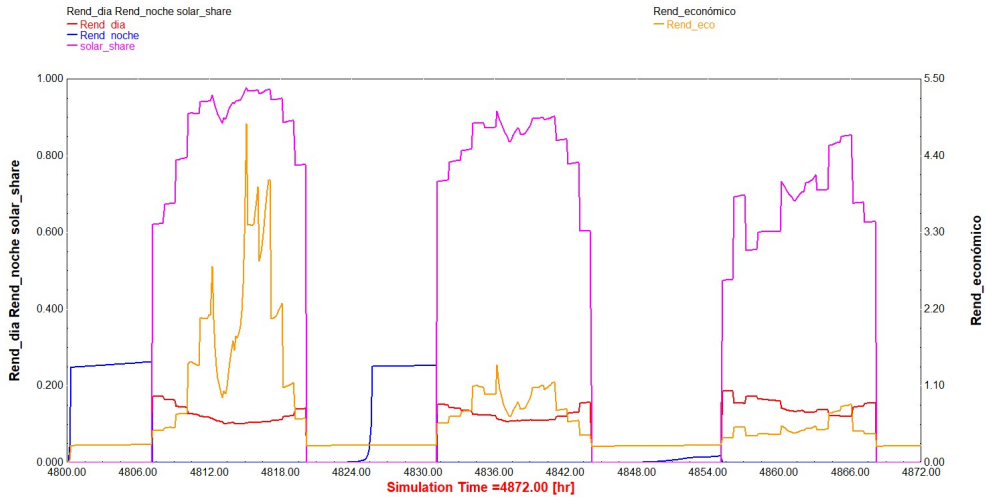


Figura 4.18: Rendimiento para la planta CRS con TES de cuarcita.

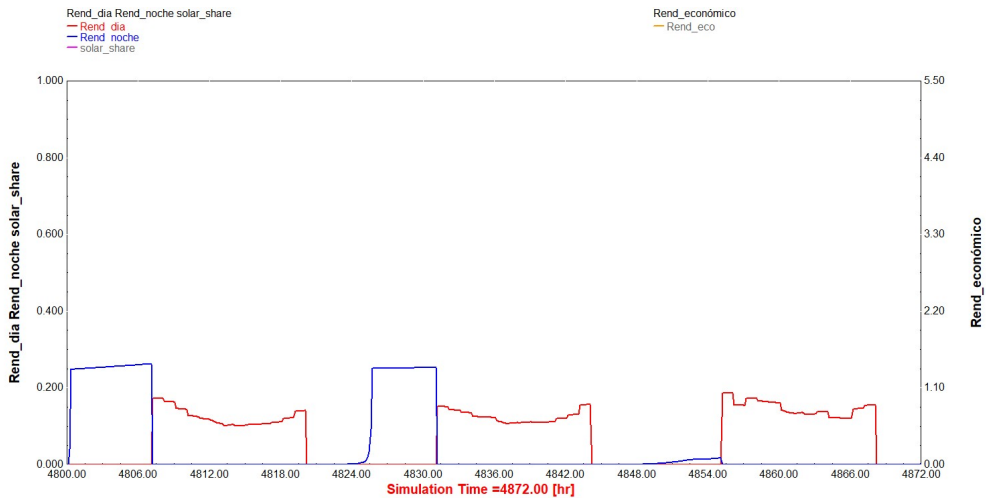


Figura 4.19: Rendimientos termodinámicos para la planta CRS con TES de cuarcita.

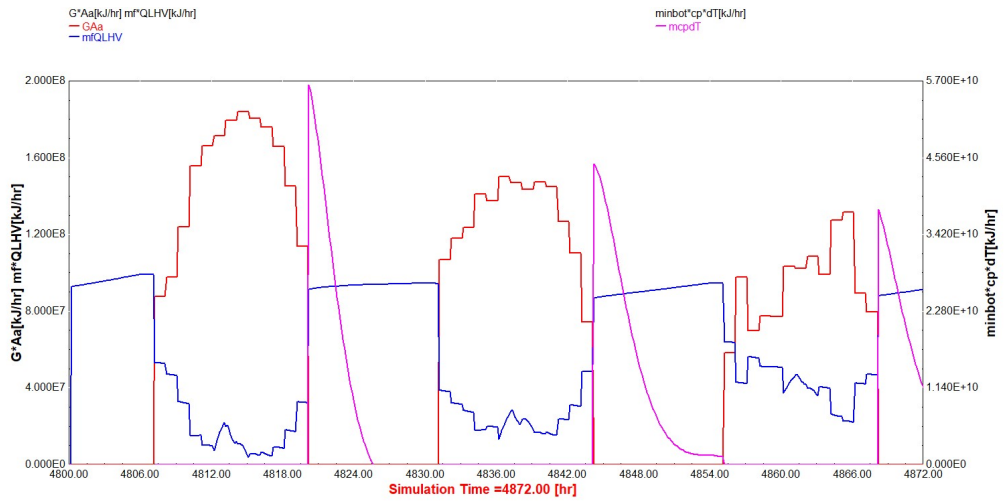


Figura 4.20: Términos que contribuyen a los rendimientos para la planta CRS con TES de cuarcita.

Capítulo 5

Conclusiones

- En este Trabajo de Fin de Grado se ha estudiado el funcionamiento de una planta termosolar de concentración híbrida con almacenamiento térmico de energía mediante una simulación con el programa TRNSYS.
- La planta estudiada está basada en la del proyecto SOLUGAS, la primera de termosolar de torre central con ciclo Brayton a escala de MW, a la que se le añade el almacenamiento. El fluido de trabajo del ciclo termodinámico y el HTF en la simulación son el mismo: aire. La hibridación se realiza mediante una cámara de combustión con gas natural, mientras que el almacenamiento es en lecho de rocas (*packed bed*).
- En primer lugar, se ha simulado la planta del proyecto SOLUGAS, que no tiene almacenamiento. Se ha analizado el comportamiento de esta planta y se ha validado el correcto funcionamiento de la simulación para este caso.
- Una vez validada la simulación sin almacenamiento, se ha añadido el almacenamiento en *packed bed*. Para ello, se ha aumentado el flujo de masa de aire y el número de heliostatos. Se ha analizado, así, el

comportamiento de la planta con almacenamiento para corroborar que es correcto. Como almacenamiento térmico de energía, se han estudiado dos materiales diferentes: alúmina y cuarcita. Asimismo, se ha comparado el comportamiento de la planta sin y con TES y ambos tipos de almacenamiento entre sí.

- Durante el día, se ha observado que la planta con TES tiene un mayor *solar share* y rendimiento económico que la planta sin TES, además de necesitar un menor consumo de combustible. Esto se debe a la utilización de un mayor número de heliostatos que en la simulación de SOLUGAS (450 frente a 69 unidades), lo que permite alcanzar mayores temperaturas en el receptor. En el caso con TES, el *solar share* toma valores de hasta 0,98 y del rendimiento económico sobrepasa valores de 4.
- Por el día, el rendimiento termodinámico es similar para las plantas con y sin TES: de alrededor de un 10 %.
- Durante la noche, se ha comprobado que se ahorra combustible si se utiliza *packed bed*. Cuando esta aporta calor, durante la descarga, el combustible empleado es menor que cuando todo el aporte de calor lo realiza la cámara de combustión. En el caso sin TES, el combustible utilizado es prácticamente constante durante la noche.
- Comparando los dos materiales para el almacenamiento (alúmina y cuarcita), se ha observado que la *packed bed* se descarga más despacio y se alcanzan mayores temperaturas en la descarga si el material empleado para el almacenamiento tiene una mayor capacidad calorífica y una menor conductividad térmica, que se corresponde en este caso con la cuarcita.
- El rendimiento nocturno cuando se está descargando la *packed bed* es muy bajo, de en torno a un 0,1 %. Esto es debido a que el flujo de masa

de aire necesario para la carga y descarga del almacenamiento es muy grande. Cabe destacar también que, en comparación con otros HTF como las sales fundidas, el aire tiene una menor capacidad calorífica por unidad de volumen y una menor conductividad térmica, lo cual se refleja en el bajo rendimiento alcanzando durante la descarga.

- El rendimiento cuando, por la noche, solo aporta calor la cámara de combustión es del 25 % para el caso con TES y de un 32 % para el caso sin TES. Esta diferencia es debida a que los flujos de masa de aire utilizados en ambas simulaciones son distintos.
- El rendimiento económico durante la noche es igual al termodinámico si solo aporta calor la cámara de combustión. Añadir la *packed bed* no afecta de forma significativa a este parámetro.
- Gracias al uso de *packed bed* y de aire como HTF, se han podido alcanzar temperaturas en la descarga del almacenamiento de hasta 887°C para la alúmina y 962°C para la cuarcita. Esto no se podría haber conseguido con sales fundidas, debido a su degradación a partir de los 580°C. Por tanto, esto muestra el interés de esta tecnología de almacenamiento, que permite trabajar con ciclos Brayton y ciclos combinados. Sin embargo, aún queda camino para que este tipo de almacenamiento sea empleado en plantas comerciales desde el punto de vista operativo. Mientras tanto, estudios como este Trabajo de Fin de Grado aportan una visión sobre las posibilidades de funcionamiento e implementación de este tipo de TES en plantas CSP de torre central con ciclo Brayton.

Chapter 5. Conclusions

- In this Degree Project, the operation of a hybrid Central Receiver System (CRS) Concentrated Solar Power (CSP) plant with Thermal Energy Storage (TES) was studied by means of a simulation using the software TRNSYS.
- The simulated CRS plant is based on the SOLUGAS project. SOLUGAS project's plant was the first hybrid CRS plant operating with Brayton cycle at megawatt scale. Air is the working fluid flowing through the thermodynamic cycle and the Heat Transfer Fluid (HTF). Hybridization is performed using a combustion chamber which employs natural gas as fuel. A packed bed is used as TES.
- First, SOLUGAS project's plant was simulated (hybrid CRS plant without TES). The performance of this plant was analysed and the model was validated.
- After the validation was done, the packed bed was added. For this purpose, air mass flow and the number of heliostats on the heliostat field were increased. Alumina and quartzite were studied as filler materials in the packed bed. Thus, the operation of the plant with TES was also analysed to check if it worked properly. Furthermore, the filler materials performance and the operation with and without TES were compared.

- During daytime, it was observed that CRS plant with TES presents greater *solar share* and economic efficiency than the one without TES. In addition, it was found that lower fuel consumption is needed when TES is used. This is a consequence of using a greater number of heliostats in the CRS plant with TES (450 versus 69), that leads to higher temperatures in the solar collector. For CRS plant with TES, *solar share* values of 0.98 and economic efficiency values greater than 4 are achieved.
- During the day, thermodynamic efficiencies for the CRS plant with and without TES are comparable: around 10 %.
- At night, it was found that using packed bed TES leads to a significant fuel saving. During discharge phase of the packed bed, the fuel consumption is lower than when the combustion chamber is the only component heating the air. For CRS plant without TES, the fuel consumption remains constant.
- Comparing alumina and quartzite as filler materials in the packed bed, it was found that the discharge phase is slower when filler materials with greater heat capacity and lower thermal conductivity are used, which corresponds to quartzite in this case.
- At night, during the discharge phase, the thermodynamic efficiency is very low: around 0.1 %. The reason for this is that the air mass flow needed to charge and discharge the packed bed is large. Compared with other HTFs, like molten salts, the heat capacity per volume unit and the thermal conductivity of the air are low, which is noted in the very low thermodynamic efficiency during the discharge phase.
- The efficiency when, during night, the combustion chamber is the only component heating the air, is 25 % for CRS plant with TES and 32 %

for CRS plant without TES. The difference between these values is a consequence of the different air mass flows used in each simulation.

- The economic efficiency at night is equal to the thermodynamic efficiency when the combustion chamber is the only component heating the air. Adding the packed bed does not affect significantly this parameter.
- By using packed bed as TES and air as HTF, it was possible to achieve temperatures during the discharge phase up to 887°C for alumina and 962°C for quartzite. This would not be possible using molten salts, due to their degradation when temperatures above 580°C are reached. Therefore, this shows the potential of this TES technology, which allows operation with Brayton cycle and combined cycle. Nevertheless, there is still a way to go before packed beds are used in commercial operational plants. In the meantime, studies like this Degree Project give an overview about the operation and implementation possibilities of this kind of TES in Central Receiver CSP plants operating with Brayton cycle.

Apéndice A

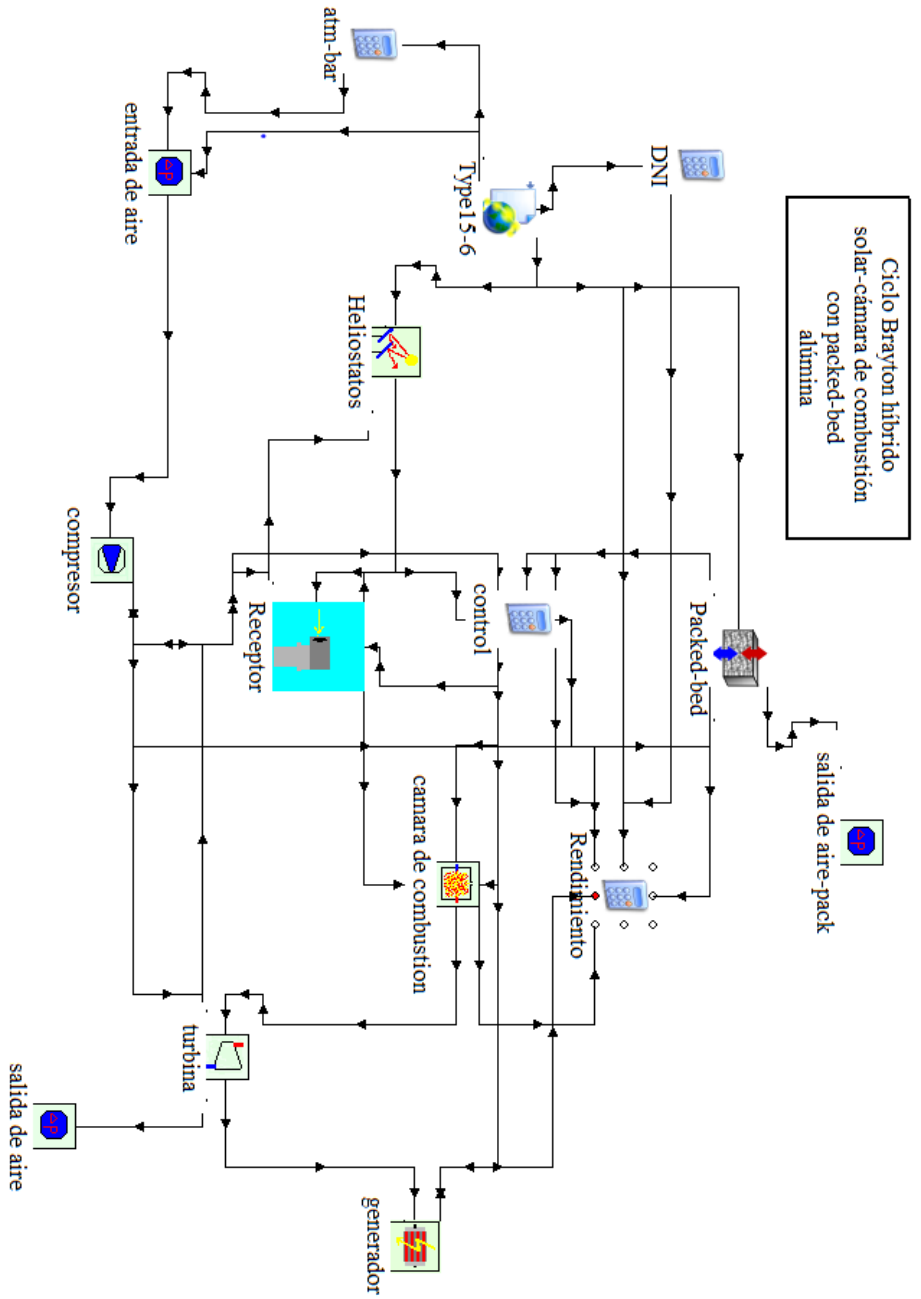
Descripción del programa

En este apéndice se describe con detalle el programa utilizado en TRNSYS para la simulación y los componentes utilizados.

Se puede ver la organización del programa para la planta termosolar de torre central híbrida y con almacenamiento en la Fig. A.1. La imagen corresponde al caso de usar alúmina para el almacenamiento, pero para la cuarcita es análogo.

Breve descripción de los componentes utilizados:

- **Type 15-6: Weather Data Processor:** Este componente se utiliza para leer los datos meteorológicos Meteonorm del lugar que estamos simulando (Sevilla) y como *outputs* se obtienen algunos datos como la temperatura atmosférica, la radiación y la presión atmosférica.
- **Type 429: pressure drop:** En Fig. A.1 aparece en la entrada de aire atmosférico al sistema ('entrada de aire'), en la salida de aire hacia la atmósfera en la carga del almacenamiento ('salida de aire-pack') y en la salida de aire del sistema tras pasar por la turbina ('salida de aire'). Con este componente se elige el flujo de masa de aire que entra en el sistema y si hay caídas de presión en la entrada o salida de aire del sistema.



corte rectangular

Figura A.1: Esquema del programa creado en TRNSYS para la simulación con TES.

- **Type 424: compressor:** Este componente se utiliza para simular el compresor ('compresor' en la figura A.1). Calcula las condiciones de salida a partir de las de entrada, la relación de compresión y la eficiencia isoentrópica.
- **Type 394: Concentrator Field Model:** 'Heliostatos' en en Fig. A.1. Simula el comportamiento del campo de heliostatos a partir de una matriz de eficiencia dada por el usuario.
- **Type 422: Air Receiver:** 'Receptor' en Fig. A.1. A partir de la radiación incidente y de las condiciones del flujo de masa de entrada, simula el comportamiento de un receptor solar, calculando la temperatura, la entalpía y la presión de salida del receptor.
- **Type 426: combustion chamber:** Simula una combustión adiabática a partir de los datos sobre el combustible que da el usuario: el poder calorífico inferior y la proporción de varios elementos, como agua, carbono, hidrógeno o azufre. En Fig. A.1 se corresponde con 'cámara de combustión' y en nuestro caso se quema gas natural. La cámara de combustión puede funcionar de tal forma que queme la cantidad de combustible que llegue (modo 1) o que queme solo el combustible necesario para alcanzar una temperatura prefijada (modo 2), que es el utilizado en nuestro caso.
- **Type 427: turbine:** 'turbina' en la figura A.1. Simula el comportamiento de la turbina de gas dada su eficiencia isoentrópica y las condiciones de entrada del fluido de trabajo.
- **Type 428: Electric Generator:** Simula la potencia eléctrica obtenida para cada instante de tiempo, a partir de su eficiencia y sabiendo el trabajo que genera la turbina y el que consume el compresor. 'generador' en la Fig. A.1.

- **Type 10: Rock Bed:** Simula el almacenamiento en lecho de rocas, a partir de las condiciones de entrada en la carga y la descarga, el material con el que se rellena la *packed bed*, la fracción vacía, la geometría del tanque y el HTF. En nuestro caso, el HTF es aire y el sólido alúmina o cuarcita.
- **Type 65: Online graphical plotter with output file:** No se representa en la Fig. A.1, ya que el esquema perdería su simplicidad. Se usa este componente varias veces para representar y guardar los resultados obtenidos en la simulación. Esto nos permite obtener los gráficos presentados en el capítulo 4.
- **Equation:** En la Fig. A.1 aparecen como 'DNI', 'atm-bar', 'control' y 'rendimiento'. Estas ecuaciones nos permiten aplicar funciones a las salidas de los diferentes *types*. Así, podemos convertir unidades (pasar de atmósferas a bares o de kJ/hr a W), definir los distintos modos de funcionamiento de la planta (día/noche, carga/descarga de la *rock bed*), y calcular funciones que no son una salida directa de los componentes (rendimientos).

Tanto el compresor, como la turbina, la cámara de combustión, las caídas de presión y el generador eléctrico son componentes de la librería STEC, desarrollados por el DLR.

Apéndice B

Planta CRS híbrida

El objetivo de este apéndice es presentar los parámetros empleados en la simulación de la planta termosolar híbrida de torre central sin almacenamiento, basada en SOLUGAS [5, 11].

Al no tener almacenamiento, el flujo de masa que necesitamos para conseguir en torno a 5 MW de potencia es menor, ya que ahora no hay que cargarlo ni descargarlo. Esto nos permite emplear un número menor de heliostatos.

Los *types* utilizados son los mismos que para el programa con almacenamiento, con la diferencia de la ausencia del componente relacionado con la *packed bed*. Se puede ver un esquema del programa en la Figura B.1.

Los parámetros utilizados en la simulación son los mismos que los presentados en la sección 3.2, salvo por el flujo de entrada y el número de heliostatos. Estos parámetros se toman de [11]. El flujo de aire de entrada en el sistema es 60.120 kg/hr en este caso y se utilizan 69 heliostatos. Ahora todo el flujo de masa recorre todo el ciclo.

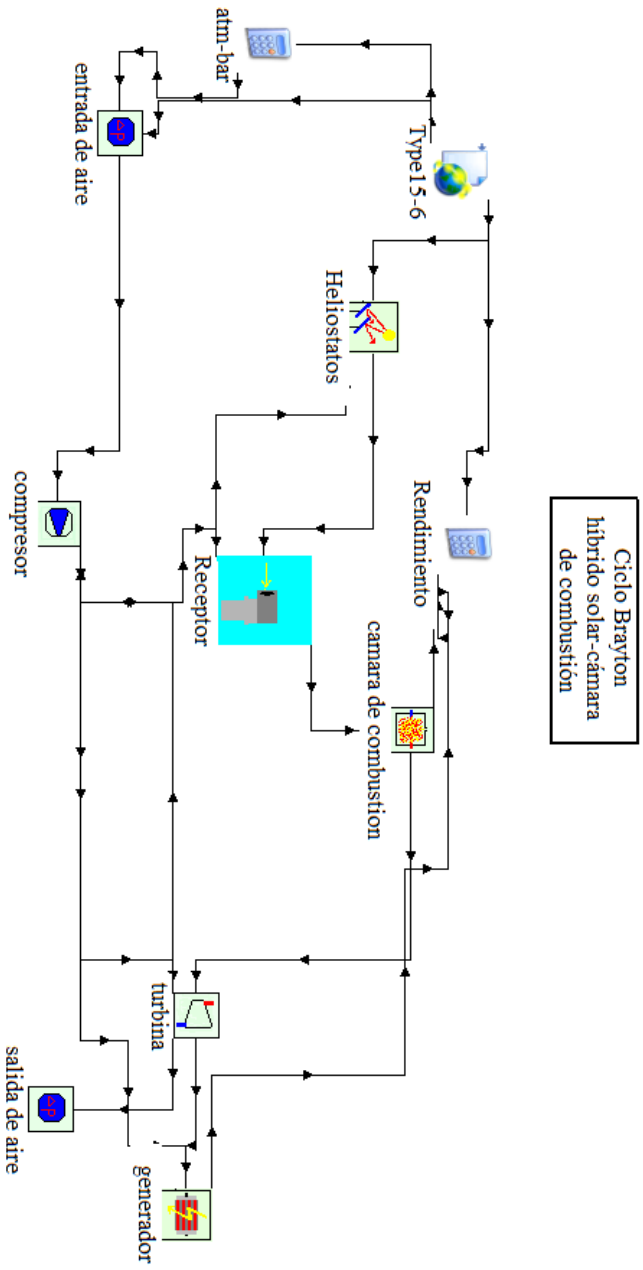


Figura B.1: Esquema del programa creado en TRNSYS para la simulación sin TES.

Bibliografía

- [1] A. B. Awan, M.N. Khan, M. Zubair, and E. Bellos. Commercial parabolic trough CSP plants: Research trends and technological advancements. *Solar Energy*, 211:1422–1458, 2020.
- [2] R.P. Merchán, M.J. Santos, A. Medina, and A. Calvo Hernández. High temperature central tower plants for concentrated solar power: 2021 overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 155:111828, 2022.
- [3] M. E. Zayed, J. Zhao, A. H. Elsheikh, W. Li, S. S., and M. M. Aboelmaaref. A comprehensive review on dish/stirling concentrated solar power systems: Design, optical and geometrical analyses, thermal performance assessment, and applications. 283:124664.
- [4] S. Trevisan, R. Guédez, and B. Laumert. Supercritical CO₂ Brayton power cycle for csp with packed bed tes integration and cost benchmark evaluation. In *ASME Power Conference*, volume 59100, page V001T06A010. American Society of Mechanical Engineers, 2019.
- [5] R. Korzynietz, M. Quero, and R. Uhlig. SOLUGAS-Future solar hybrid technology. Technical report, SolarPaces, 2012.
- [6] M.C. Cameretti, G. Langella, S. Sabino, and R. Tuccillo. Modeling of a hybrid solar micro gas-turbine power plant. *Energ. Proc.*, 82:833–840, 2015.

- [7] M. T. Islam, N. Huda, A.B. Abdullah, and R. Saidur. A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power CSP technologies: Current status and research trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91:987–1018, 2018.
- [8] A. J. Carrillo, J. González-Aguilar, M. Romero, and Juan M. Coronado. Solar energy on demand: A review on high temperature thermochemical heat storage systems and materials. *Chemical Reviews*, 119(7):4777–4816, 2019.
- [9] S. Trevisan, R. Guédez, H. Bouzekri, and B. Laumert. Initial design of a radial-flow high temperature thermal energy storage concept for air-driven csp systems. *AIP Conference Proceedings*, 2126(1):200031, 2019.
- [10] S. Trevisan, R. P. Merchán, R. Guédez, M. J. Santos, A. Medina, B. Laumert, and A. Calvo-Hernández. Techno-economic analysis of a solar hybrid combined cycle power plant integrated with a packed bed storage at gas turbine exhaust. *AIP Conference Proceedings*, 2303(1):130009, 2020.
- [11] R. Korzynietz, J. A. Brioso, A. del Río, M. Quero, M. Gallas, R. Uhlig, M. Ebert, R. Buck, and D. Teraji. Solugas - Comprehensive analysis of the solar hybrid Brayton plant. *Sol. Ener.*, 135:578–589, 2016.
- [12] A.L. Ávila-Marín. Volumetric receivers in solar thermal power plants with Central Receiver System technology: a review. *Sol. Energy*, 85:891–910, 2011.
- [13] A. del Río, R. Korzynietz, J. A. Brioso, M. Gallas, I. Ordoñez, M. Quero, and C. Díaz. Soltrec - Pressurized volumetric solar air receiver technology. *Energ. Proc.*, 69:360–368, 2015.

- [14] M. J. Moran and H. N. Shapiro. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Wiley, 6th edition edition, 2008.
- [15] J. M. M. Roco, S. Velasco, A. Medina, and A. Calvo Hernández. Optimum performance of a regenerative Brayton thermal cycle. *J. Appl. Phys.*, 82:2735–41, 1997.
- [16] T. Esence, A. Bruch, S. Molina, B. Stutz, and J. F. Fourmigué. A review on experience feedback and numerical modeling of packed-bed thermal energy storage systems. *Sol. Ener.*, 153:628–654, 2017.
- [17] T.E.W. Schumann. Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism. *J.Franklin Inst.* 208, 405-416., 1929.
- [18] P.M. Hughes, S.A. Klein, and D. Close. Packed bed thermal storage models for solar air heating and cooling systems. *Journal of Heat Transfer*, 1976.
- [19] M. J. Santos, R. P. Merchán, A. Medina, and A. Calvo Hernández. Seasonal thermodynamic prediction of the performance of a hybrid solar gas-turbine power plant. *Energ. Convers. Manage.*, 115:89–102, 2016.
- [20] J.B. Heywood. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [21] S. Klein. *TRNSYS A transient system simulation program*. *Engineering Experiment Station Report 38-13*, 2000.
- [22] R. Pitz-Paal and S.A. Jones. *A TRNSYS Model Library for Solar Thermal Electric Components (STEC)*, A Reference Manual. Task III: Solar Technologies and Applications. IEA-Solar Power and Chemical Energy Systems edition, 1998.
- [23] Meteonorm. <https://meteonorm.com>. Fecha de acceso: 27-06-2022.

- [24] S. Trevisan, W. Wang, and B. Laumert. Coatings utilization to modify the effective properties of high temperature packed bed thermal energy storage. *Applied Thermal Engineering*, 185:116414, 2021.
- [25] T. Esence, A. Bruch, J. F. Fourmigue, and B. Stutz. A versatile one-dimensional numerical model for packed-bed heat storage systems. *Renew. Ener.*, 133:190 – 204, 2019.

Índice de figuras

1.1. Esquema de los diferentes tipos de planta CSP según el tipo de colector solar [2].	18
2.1. Esquema de los elementos principales de la planta híbrida.	26
2.2. Esquema del ciclo Brayton ideal [14] en un diagrama P-V (izquierda) y T-S (derecha).	30
2.3. Esquema del ciclo Brayton con irreversibilidades en un diagrama T-S [15].	33
2.4. Esquema de una <i>packed bed</i> cilíndrica con flujo axial y de algunos procesos físicos asociados [16].	36
3.1. Condiciones meteorológicas durante la simulación.	54
4.1. Flujos de masa a la entrada del sistema y a la salida de cada componente (eje vertical izquierdo) y flujo de combustible quemado en la cámara de combustión (eje vertical derecho) para la simulación sin TES.	56
4.2. Temperaturas en la simulación sin TES.	58
4.3. Potencias involucradas en la simulación sin TES.	59
4.4. Rendimiento termodinámico, económico y <i>solar share</i> para la simulación sin TES.	61
4.5. Contribución de la parte solar y de la cámara de combustión al rendimiento para la simulación sin TES.	61

4.6. Flujo de masa de aire (eje vertical izquierdo) y flujo de masa de combustible (eje vertical derecho) en cada instante de tiempo.	62
4.7. Temperaturas a la entrada del sistema y a la salida de los diferentes componentes para cada instante de tiempo.	65
4.8. Potencia consumida y generada por los distintos elementos de la planta.	66
4.9. Flujos de masa de aire en la <i>rock bed</i> durante la carga y la descarga.	67
4.10. Temperaturas de entrada y salida de la <i>rock bed</i> en la carga y en la descarga para alúmina.	69
4.11. Temperaturas de entrada y salida de la <i>rock bed</i> en la carga para alúmina.	69
4.12. Temperaturas de entrada y salida de la <i>rock bed</i> en la descarga para alúmina.	70
4.13. Temperaturas de entrada y salida de la <i>rock bed</i> en la descarga simulando 7 días para alúmina.	70
4.14. Rendimiento para la planta CRS con TES de alúmina.	73
4.15. Rendimientos termodinámicos para la planta CRS con TES de alúmina.	73
4.16. Términos que contribuyen a los rendimientos para la planta CRS con TES de alúmina.	74
4.17. Temperaturas de entrada y salida de la <i>rock bed</i> en la carga y en la descarga para alúmina.	76
4.18. Rendimiento para la planta CRS con TES de cuarcita.	77
4.19. Rendimientos termodinámicos para la planta CRS con TES de cuarcita.	77
4.20. Términos que contribuyen a los rendimientos para la planta CRS con TES de cuarcita.	78

ÍNDICE DE FIGURAS

99

A.1. Esquema del programa creado en TRNSYS para la simulación con TES.	88
B.1. Esquema del programa creado en TRNSYS para la simulación sin TES.	92

Índice de tablas

3.1. Parámetros usados para el campo de heliostatos.	47
3.2. Parámetros utilizados en el receptor.	48
3.3. Parámetros utilizados en el compresor.	48
3.4. Parámetros utilizados en la turbina.	49
3.5. Parámetros utilizados en la cámara de combustión.	49
3.6. Parámetros utilizados en la <i>packed bed</i> para la alúmina. . . .	50
3.7. Parámetros utilizados en la <i>rock bed</i> para la cuarcita.	53

