

Proyecto Fin de Máster
Máster en sistemas de energía térmica

Análisis de un receptor solar térmico de gas

Autor: Ana Cristina López Castillo

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena

Dep. de Ingeniería energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018



Proyecto Fin de Máster
Máster de sistemas de energía térmica.

Análisis de un receptor solar térmico de gas

Autor:

Ana Cristina López Castillo

Tutor:

Francisco Javier Pino Lucena

Profesor Contratado Doctor

Grupo de Termotecnia
Dep. Ingeniería energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2018

Proyecto Fin de Carrera: Análisis de un receptor solar térmico de gas

Autor: Ana Cristina López Castillo

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis amigos

*A todos mis profesores de los
que tanto he aprendido*

Agradecimientos

Quiero empezar agradeciendo a mis padres la paciencia y los ánimos que siempre tienen preparados para darme en los peores momentos académicos (y no académicos). Agradecer todas esas veces que hemos mirado notas, nerviosos, y han salido aprobadas, y esas otras veces que me habéis animado porque el resultado no era el esperado. Todas esas veces que, sin llegar a entender lo que les estoy contando, me escuchan y me dan su más sincera opinión.

A mis amigos, a todos ellos les agradezco que me hayan dado buenos momentos para recordar toda la vida. Siempre que necesito despejarme están ahí para ayudarme a olvidar los problemas y hacer que siempre me sienta bien y feliz. Se que todavía nos quedan aventuras por vivir.

A mi pareja, por aguantar esos momentos de agobio y de “no voy a acabar en la vida”. Con toda la paciencia del mundo me has ayudado a ver que esto tiene fin, y que en si no es un fin, es un gran principio. Gracias por estar en todo momento a mi lado, gracias por todo lo que me das y por lo que estamos construyendo juntos.

Ana Cristina López Castillo

Estudiante de la universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Resumen

El objetivo de este documento es realizar un modelo matemático de un receptor solar de concentración. Para ello, primero se ha realizado un estudio de las diferentes tecnologías de captación solar. Se ha hecho un análisis desde el punto de vista teórico de cada una de dichas tecnologías.

Por otro lado, se ha seleccionado un tipo de receptor solar, y se ha estudiado más a fondo. Se ha realizado un modelo matemático de este receptor y se ha simulado en una herramienta informática.

Por último, se ha comprobado, gracias a dicha herramienta informática, que el modelo que se ha realizado está bien planteado y que cuando se varían parámetros importantes, el sistema responde como debiera en la realidad.

Abstract

The aim of this document is to perform a mathematical model of a specific concentrating solar receiver. First, a study of different solar collectors has been carried out. Those technologies have been analysed in a theoretical way.

On the other hand, a specific type of receiver has been selected and studied more thoroughly. This receiver has been mathematical modeled and simulated in a software tool.

Finally, it has been checked, thanks to a software tool, that the model is well designed. With that software, some parameters were changed and it can be checked that the model responds as it should in reality.

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
Índice de Tablas	xviii
Índice de Figuras	xx
1 Introducción	11
1.1 <i>Energía térmica solar de concentración</i>	13
1.1.1 Foco puntual	14
1.1.2 Foco lineal	15
2 Estado del arte de receptores de gases	17
2.1 <i>Receptores volumétricos</i>	17
2.2 <i>Receptor de tubería</i>	19
2.2.1 Receptor externo	19
2.2.2 Receptor de cavidad	20
3 Descripción receptor de aire	23
4 Modelado de un receptor	27
4.1 <i>Cálculo calor de convección externo (QCVe)</i>	29
4.2 <i>Cálculo calor de conducción (QCD)</i>	29
4.3 <i>Cálculo calor de convección interno (QCVi)</i>	29
4.4 <i>Cálculo calor de conducción por los tubos (QCDt)</i>	30
4.5 <i>Cálculo del calor de convección lateral (QCVelat)</i>	30
4.6 <i>Cálculo calor de radiación del absorbedor (QRDse) y de radiación lateral (QRDlat)</i>	31
4.7 <i>Cálculo de energía que se transfiere al aire</i>	32
4.8 <i>Resultados numéricos del modelo</i>	33
4.9 <i>Variaciones de parámetros</i>	35
5 Conclusiones	43
Anexo 1	45
<i>Código de EES</i>	45
Referencias	49

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Datos de partida del modelo.	28
Tabla 2. Resultados del modelo.	34
Tabla 3. Comprobación balance de energía (1)	34
Tabla 4. Comprobación balance de energía (2)	34
Tabla 5. Comprobación balance de energía (3)	34
Tabla 6. Comprobación de factores de forma.	35
Tabla 7. Variación de la temperatura ambiente.	35
Tabla 8. Variación de la temperatura de entrada del aire.	36
Tabla 9. Variación de la separación de la cabina (1)	37
Tabla 11. Variación del ancho de la cabina, de la temperatura ambiente y de la temperatura de entrada del aire.	38
Tabla 12. Variación del ancho de la cabina (2)	39
Tabla 13. Variación de todos los parámetros (2)	40

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Evolución de las emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI) tomando como referencia el año 1990. (1)	11
Figura 2. Potencial térmico de diferentes energías renovables. (2)	12
Figura 3. Esquema simplificado de un sistema de energía térmica de concentración. (3)	13
Figura 4. Paraboloide de revolución. (3)	14
Figura 5. Campo de heliostatos. (3)	14
Figura 6. Canal parabólico. (3)	15
Figura 7. Concentrador lineal de fresnel. (3)	15
Figura 8. Mecanismos de transferencia de calor en un receptor volumétrico. (4)	17
Figura 9. Esquema de un receptor volumétrico presurizado. (4)	18
Figura 10. Receptor volumétrico no presurizado. (4)	18
Figura 11. Receptor externo. (4)	19
Figura 12. Mecanismo de transferencia de calor en un receptor de tubería. (4)	19
Figura 13. Receptor de cavidad. (4)	20
Figura 14. Función de cada tubo según su posición. (4)	20
Figura 15. Esquema de la cabina de absorción. (6)	23
Figura 16. Vista lateral de la cabina de absorción. (6)	23
Figura 17. Esquema del absorbedor. (6)	24
Figura 18. Esquema del interior de un módulo. (6)	25
Figura 19. Esquema balance energía en el absorbedor.	27
Figura 20. Esquema de la cabina del receptor.	28
Figura 21. Dimensiones factores de forma. (9)	32
Figura 22. Variación de la temperatura ambiente.	36
Figura 23. Variación de la temperatura de entrada del aire	37
Figura 24. Variación del ancho de la cabina	38
Figura 26. Variación del ancho de la cabina, de la temperatura ambiente y de la temperatura de entrada del aire.	39
Figura 27. Variación del coeficiente convectivo exterior con respecto al ancho de la cabina.	40
Figura 28. Variación de las pérdidas convectivas con respecto al coeficiente convectivo exterior.	41
Figura 29. Variación de las pérdidas radiantes con respecto al coeficiente convectivo exterior.	41

1 INTRODUCCIÓN

Hasta hace unos años, la obtención de energía se llevaba a cabo a partir combustibles fósiles. Sin embargo, debido a que este tipo de combustibles contribuye al conocido calentamiento global, se han buscado otros métodos de obtener energía de forma renovable y limpia.

Según el Inventario Nacional de Gases de Efecto Invernadero de España, en 2015 tres cuartas partes de las emisiones globales de CO₂ que se produjeron, fueron debidas al sector energético. Por otro lado, las emisiones de 2015 fueron mayores a las de 2014 debido a que se incrementó el uso de los combustibles fósiles. Por esto, es necesario el uso de las energías renovables. [1]

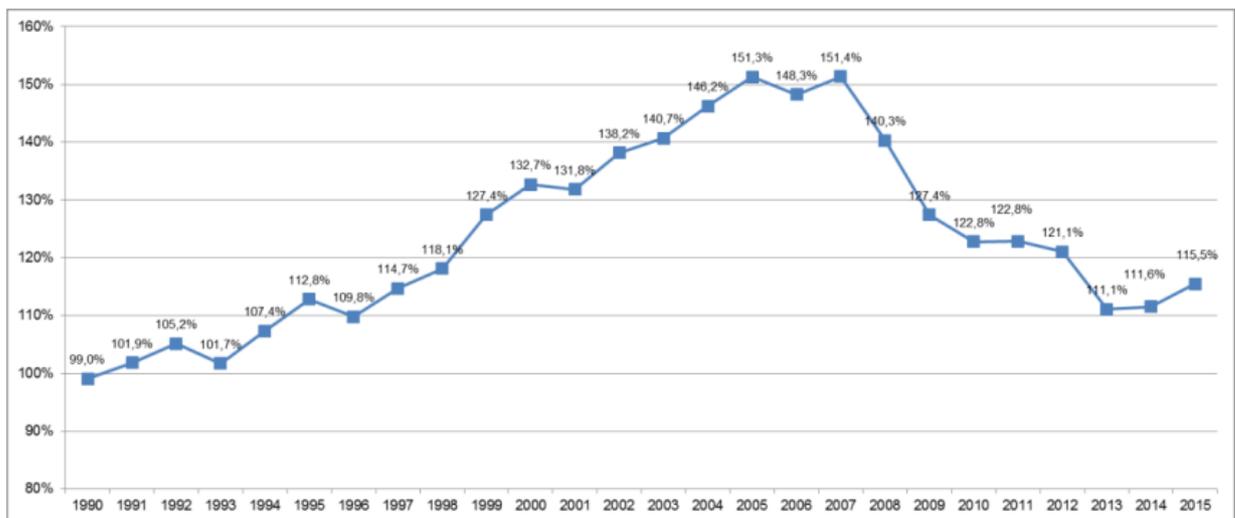


Figura 1. Evolución de las emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI) tomando como referencia el año 1990. [1]

En los últimos años, se han ido desarrollando nuevos métodos de obtener energía renovable. Como se puede observar en la Figura 2, la fuente de energía renovable con mayor potencial es la energía solar. [2]

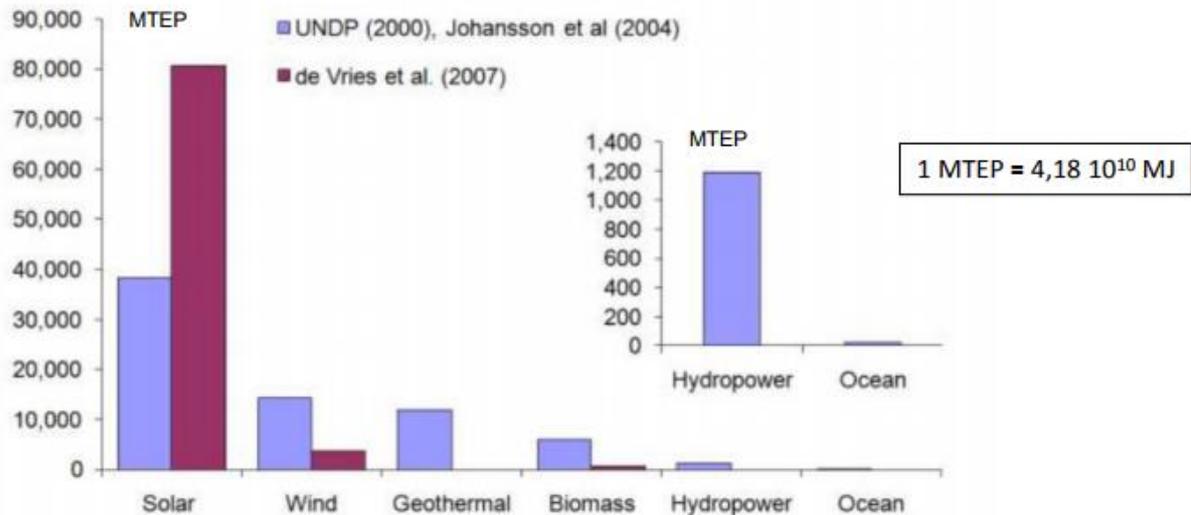


Figura 2. Potencial térmico de diferentes energías renovables. [2]

La radiación solar que llega a la atmósfera alcanza valores promedios de 1.3 kW/m², sin embargo, a la superficie terrestre le llega 1 kW/m². Este nivel de radiación puede verse alterado según la estación del año, según la zona geográfica, según las condiciones atmosféricas y por supuesto, según si es de día o de noche. La radiación solar como recurso energético es considerada como una energía de baja densidad y no controlable.

A pesar de todo esto, la energía solar es un recurso energético muy valorado porque es una energía gratuita, que está a disposición del consumidor y que no produce calentamiento global adicional de la atmósfera terrestre.

Para poder usar este recurso es necesario utilizar un equipo conocido como captador solar. El funcionamiento de este equipo es el siguiente: la superficie del captador le llega la radiación solar, esta energía calienta un fluido, conocido como fluido caloportador, y luego con ese fluido se produce la energía, ya sea directa o indirectamente. [2]

El objetivo de este proyecto es describir los receptores solares de concentración que pueden trabajar con aire, hacer una descripción en detalle de uno de estos receptores y llevar a cabo un análisis térmico de ese receptor. Una vez llevado a cabo dicho análisis se va a comparar los resultados obtenidos con datos experimentales encontrados en bibliografía.

Antes de comenzar con este proyecto es importante conocer un poco la energía térmica solar de concentración. Para ello, en los siguientes apartados se va a hacer un pequeño análisis de las tecnologías que actualmente existen.

1.1 Energía térmica solar de concentración

La energía solar de concentración, a diferencia de la energía solar térmica, concentra los rayos de sol en un punto o en una línea antes de proceder al intercambio de energía. Con esto lo que se consigue es que la temperatura del fluido caloportador sea mayor. Un esquema de este proceso podría ser el siguiente:



Figura 3. Esquema simplificado de un sistema de energía térmica de concentración. [3]

La radiación solar llega al Sistema de concentración. Una vez se concentra la radiación pasa al receptor y se produce el intercambio de energía, convirtiendo la energía solar en calor. Luego, ese calor pasa por una máquina térmica que se encarga de generar energía eléctrica a través del calor que se le aporta.

Para poder saber cuánta energía se concentra existe un parámetro conocido como relación de concentración (C), que no es más que la relación entre la potencia concentrada y la potencia incidente. Cuanto mayor sea, mayor concentración de la radiación se consigue y mayor será la temperatura alcanzada por el fluido caloportador.

Existen dos tipos de sistemas de concentración, foco puntual y foco lineal [3].

1.1.1 Foco puntual

En este tipo de centrales la radiación se concentra en un punto. Podemos encontrar dos tipos de concentradores puntuales:

- Paraboloides de revolución: La radiación llega a una especie de disco curvo. La relación de concentración puede llegar a ser de 10^4 y se pueden conseguir temperaturas de fluido de hasta 1000 K.



Figura 4. Paraboloides de revolución. [3]

- Campo de heliostatos: Este tipo de plantas consta de una serie de receptores solares, normalmente planos, que se colocan alrededor de una torre central, que hace las veces de receptor. Los receptores cambian de posición para así poder captar mejor la radiación del sol en cada momento del día. La radiación llega a los receptores y luego se absorbe en la torre. La relación de concentración que se puede alcanzar es de 10^3 y las temperaturas que puede llegar a tener el fluido es de 100-1000 K.



Figura 5. Campo de heliostatos. [3]

1.1.2 Foco lineal

En los sistemas de concentración de foco lineal el absorbedor de energía es una línea. Existen dos tipos de concentradores de foco lineal:

- Canal parabólico: la radiación incide en una superficie que se puede asemejar a una parábola. Luego, es absorbida en una tubería que se encuentra en la parte superior. La relación de concentración es de 10 y la temperatura que alcanza el fluido es de 100 K.



Figura 6. Canal parabólico. [3]

- Concentradores lineales de fresnel: la radiación incide en unos espejos. Estos espejos se van moviendo para captar mejor los rayos solares en cada momento del día. La radiación es absorbida por una tubería que pasa por arriba de los espejos. La relación de concentración suele ser de 10 y la temperatura alcanzada por el fluido caloportador de 100 K.



Figura 7. Concentrador lineal de fresnel. [3]

2 ESTADO DEL ARTE DE RECEPTORES DE GASES

Los receptores solares son los encargados de transformar la energía solar en energía térmica, gracias al calentamiento de un fluido térmico. Los fluidos térmicos más comunes son agua/vapor, sales fundidas, aceite térmico y aire. En este apartado se van a estudiar los receptores con aire como fluido térmico. [4]

Los receptores suelen dividirse en dos grupos: receptores lineales y receptores puntuales:

- Receptores lineales: en estos receptores la energía de la radiación solar se absorbe gracias a un tubo absorbedor. Se concentra la radiación en una línea. [4]
- Receptores puntuales: a diferencia de los receptores lineales, en los receptores puntuales se concentra la radiación en un punto concreto. En estos receptores el recorrido de tuberías es menor, posee menos partes móviles, provee un mayor rendimiento del ciclo termodinámico y presenta un mejor comportamiento del sistema de almacenamiento de energía. [4]

2.1 Receptores volumétricos

Este tipo de receptores son estructuras porosas por las que circula el fluido caloportador. Al entrar la radiación en el receptor, calienta el material del que está fabricada esta estructura, haciendo que se caliente. Luego el material, por convección, calienta el fluido caloportador (aire). Estos receptores eliminan el mecanismo de conducción, siendo los mecanismos térmicos los siguientes:



Figura 8. Mecanismos de transferencia de calor en un receptor volumétrico. [4]

Al eliminar este mecanismo de transferencia de calor se evitan problemas térmicos y los problemas debidos a la radiación incidente, es decir, que a algunas partes del receptor le llegue más radiación que a otras. También pueden trabajar con mayores flujos solares, ya que tienen menos pérdidas térmicas. Estos receptores, además, poseen una gran superficie receptora, ya que se transfiere calor a través de superficies porosas.

La clasificación de estos receptores según el material utilizado es la siguiente:

- Metálicos: pueden operar a temperaturas entre 800-1000°C
- Cerámicos: operan a temperaturas aproximadas de 1200-1500°C

El material del que suele estar compuesto estos receptores es alúmina recubierta con SiC (carburo de silicio). La alúmina es un material con que puede trabajar a temperaturas de entre 1.100-1.700 °C [5], dependiendo de la composición. Sin embargo, es un material con poca absorptividad. Por esto, se suele recubrir con una capa de SiC, este material presenta una alta absorptividad.

Si se clasifican estos receptores según la presión de trabajo:

- Presurizados: para que se mantengan a presión tiene una ventana de cuarzo que es capaz de soportar hasta 10 bares de presión. Un esquema de un receptor volumétrico presurizado sería el siguiente:

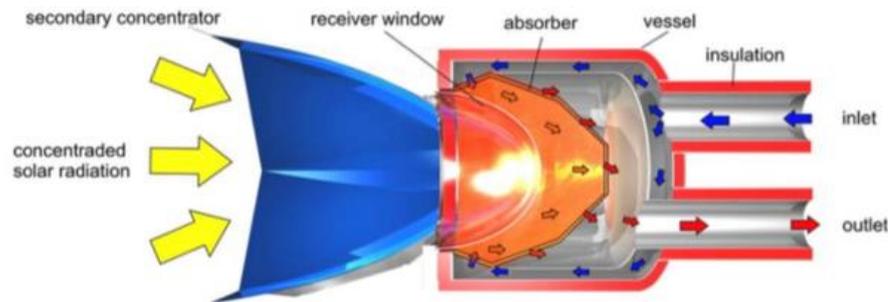


Figura 9. Esquema de un receptor volumétrico presurizado. [4]

El mayor factor limitante es la ventana de cuarzo, si su tamaño es muy grande, puede llegar a romperse debido a estrés térmico. Además, parte de la energía solar que llega al receptor no se aprovecha ya que incide fuera de la ventana de cuarzo. Para disminuir este efecto sería necesario instalar un reconcentrador.

El funcionamiento de este equipo es el siguiente:

La radiación concentrada llega al segundo concentrador, de ahí pasa a la ventana receptora donde se encuentra con el absorbente. Por el absorbente circula aire que se calienta debido a la radiación concentrada y sale del receptor a mayor temperatura.

- No presurizados: estos receptores trabajan a presión atmosférica. Un esquema de estos receptores sería el siguiente:

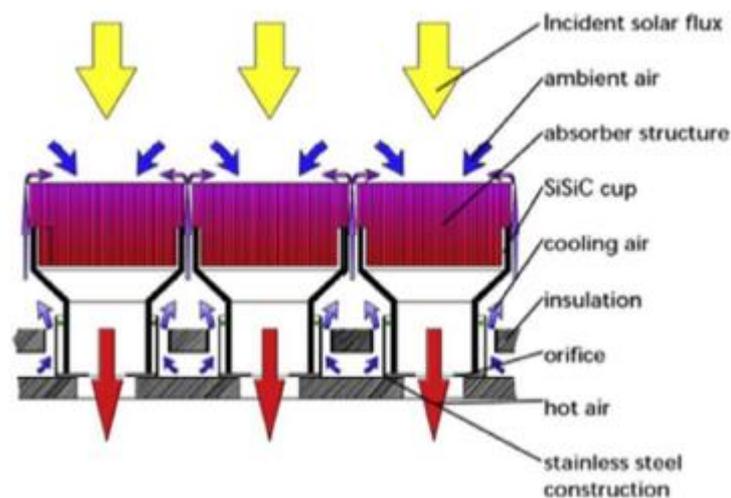


Figura 10. Receptor volumétrico no presurizado. [4]

Para trabajar a presión atmosférica, el receptor está abierto al ambiente.

El funcionamiento de estos receptores es el siguiente:

La radiación solar llega al absorbedor, haciendo que éste aumente su temperatura. Por el absorbedor circula aire que se va calentando conforme va pasando por el absorbedor. El aire sale del absorbedor a mayor temperatura. [4]

2.2 Receptor de tubería

2.2.1 Receptor externo

Suelen ser cilíndricos. El fluido caloportador circula por los tubos.



Figura 11. Receptor externo. [4]

La radiación llega a los tubos, que absorben dicha radiación. Luego, se transfiere el calor al aire que circula por los tubos. Los mecanismos de transferencia para este receptor son los siguientes:



Figura 12. Mecanismo de transferencia de calor en un receptor de tubería. [4]

Por su configuración, presenta elevados problemas de estrés térmico, ya que la radiación solar solo llega a una cara de los tubos. Esto hace que la vida útil de este receptor sea baja. Para evitar estos problemas, los tubos se fabrican con materiales con alta emisividad y se deja un pequeño espacio entre ellos para que pueda entrar la radiación. Con esto lo que se consigue es que la radiación se refleje y llegue a la parte trasera de los tubos y, con eso, aumentar la vida útil del equipo.

El flujo del aire dentro de los tubos sigue una secuencia definida. El aire se lleva a los tubos con menor temperatura para que se vaya calentando de manera gradual y no se produzca estrés térmico.

Este tipo de receptores presenta la ventaja de que se absorbe por toda su superficie, lo que puede ser muy beneficioso para centrales situadas en el ecuador, donde la incidencia de los rayos solares es mayor.

Las mayores pérdidas de este receptor son por radiación (depende del factor de forma). Esto es debido a que la superficie esta directamente en contacto con el exterior.

Otra desventaja de estos equipos es el arranque. Durante la noche están expuestos a las temperaturas nocturnas, lo cuál hace que el receptor se enfríe mucho. Como consecuencia, el tiempo que se tarda en poner en marcha la central es mayor. [4]

2.2.2 Receptor de cavidad

Estos receptores también están formados por tubos, pero a diferencia de los receptores externos, estos están metidos en una cavidad.



Figura 13. Receptor de cavidad. [4]

El aire circula por los tubos. Dentro de la cavidad se instala una superficie refractaria para homogeneizar el flujo. Al igual que en los receptores externos, sin la existencia de esta superficie, la radiación llegaría solo a una cara de los tubos. Con esta medida se consigue que se absorba radiación por toda la superficie del tubo y que así se reduzca el estrés térmico.

La radiación que entra por la abertura es distinta a la radiación que llega a los tubos. Por esto, según la posición de los tubos, cada uno tiene una función diferente, como se puede apreciar en la figura siguiente:

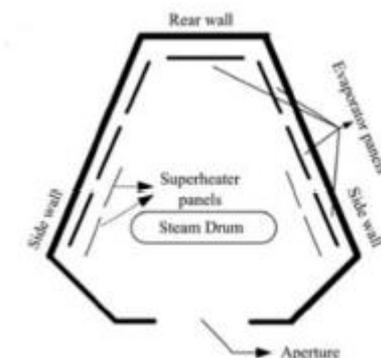


Figura 14. Función de cada tubo según su posición. [4]

La radiación entra por la cavidad, parte llega a los tubos y parte se refleja por la superficie refractaria. En el caso de que el fluido caloportador fuera agua, interesa que a los tubos donde llega más radiación se produzca la evaporación, ya que se necesita más energía. Lo que se obtendría en este caso es una mezcla bifásica. Por esto es necesario, en estos casos, la instalación de un calderín. Para que al sistema no le llegue agua y todo lo que le llegue sea vapor. Si lo que obtengo es vapor sobrecalentado, en los tubos donde llega menos radiación se sobrecalienta el fluido caloportador.

Parte de la radiación que llega a este receptor se pierde por conducción, ya que puede ser absorbida por el aislamiento. También presenta pérdidas por radiación y por convección, siendo estas últimas mayores con la entrada de aire en la apertura. Aunque presenta estos tres tipos de pérdidas, las mayores se producen por convección.

Una ventaja que presenta estos receptores frente a los externos es que el tiempo de arranque de una central con captador de cavidad es menor. Esto es debido a que por las noches la cavidad se cierra mediante unas compuertas, protegiendo a los tubos de las temperaturas nocturnas. Gracias a esto, la central arranca a la mañana siguiente en templado. [4]

3 DESCRIPCIÓN RECEPTOR DE AIRE

Para llevar a cabo este proyecto se ha cogido como modelo un receptor de aire real, situado en el campo solar Themis solar en la localidad de Targasonne. Este modelo es una planta piloto que se ha construido para el proyecto francés PEGASE (Production of Electricity by GAs turbine and Solar Energy).

Para llevar a cabo los experimentos en el absorbedor teórico se va a operar la planta a una escala de 1/10, se usan 12 de los heliostatos presentes en el campo solar, lo que supone un área 54 m². La realidad es que, con éste área, se consigue una escala un poco mayor de la deseada, pero el absorbedor, al ser a escala pioloto, tendrá muchas más pérdidas que el absorbedor a escala real.

La radiación se proyecta a un receptor ubicado en una torre. El receptor es una cabina rectangular en la que se encuentra el absorbedor. El ancho de la cabina es de 1 m.

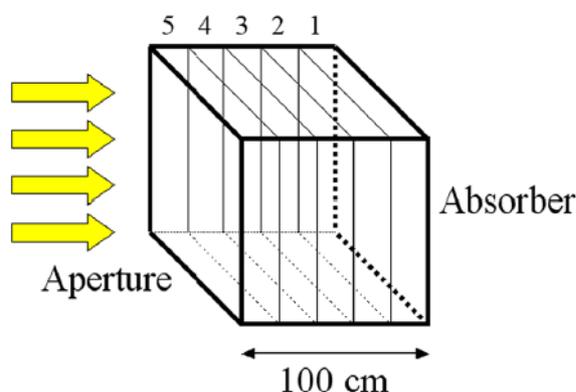


Figura 15. Esquema de la cabina de absorción. [6]

Esta distancia es idónea para reducir las posibles pérdidas radiactivas y como consecuencia, se consigue aumentar su eficiencia energética. En la figura siguiente se puede ver una vista lateral del absorbedor:

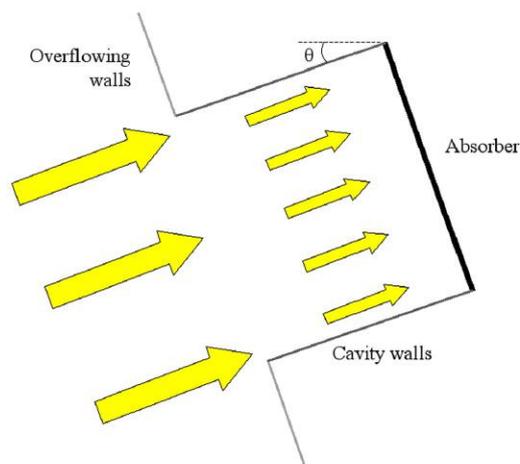


Figura 16. Vista lateral de la cabina de absorción. [6]

Como se puede apreciar en la Figura 16 el absorbedor del proyecto PEGASE no tiene ventana de cuarzo. El objetivo de este proyecto es eliminarla, ya que, a escala industrial, los altos flujos solares y la alta presión puede provocar que se rompa.

El absorbedor es un cuadrado de 120 cm x 120 cm ubicado al final de la cavidad. Está compuesto de una serie de módulos de 20 cm x 40 cm por los que pasa el aire que se quiere calentar.

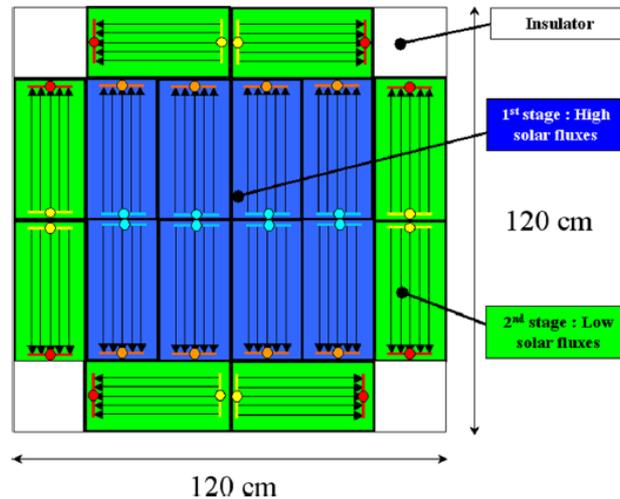


Figura 17. Esquema del absorbedor. [6]

El diseño del absorbedor debe seguir los siguientes criterios.

- Los elementos deben tener un tamaño óptimo: si fueran demasiado grandes sería muy difícil conseguir un flujo de calor homogéneo. Sin embargo, si son muy pequeños puede llevar a una sobrecarga del distribuidor/colector.
- El número de etapas debe ser bajo para evitar sobrecarga del distribuidor/colector.
- Para facilitar la fabricación del absorbedor, debe tener un número similar de elementos en cada etapa para tener un absorbedor unitario.
- El absorbedor debe ser cuadrado para poder absorber el flujo de un campo de heliostatos con forma cuadrada.

La estructura interna de cada módulo se ha diseñado para obtener el mayor intercambio térmico a la vez que se consigue que la pérdida de carga sea la menor posible. Para conseguir esto, además de un diseño nuevo en la estructura del módulo, se han fabricado de cobre, para aprovechar la elevada conductividad térmica de este material. Se observó que cuanto más pequeño es el diámetro de los tubos, mejores intercambios térmicos se obtienen, llegando a ser el diámetro óptimo de 6 mm. Con lo cuál, cada módulo está compuesto por 45 tubos (con el diámetro mencionado antes), colocados en tres filas.

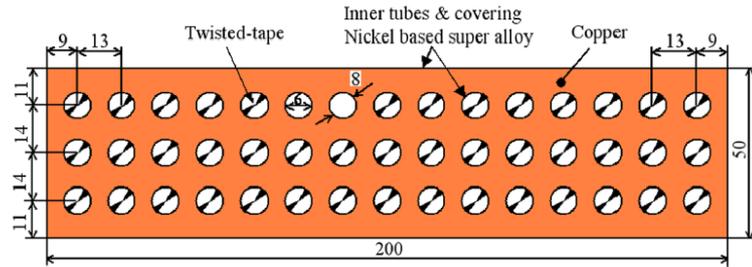


Figura 18. Esquema del interior de un módulo. [6]

El aire entra en cada módulo por la acción de un distribuidor. A la salida de cada módulo, un colector mezcla el aire que sale.

El absorbedor está diseñado de una forma muy innovadora, ya que en caso de realizar un mantenimiento se puede aislar un módulo individualmente o en caso de fallo, se puede reemplazar fácilmente.

Para optimizar el calentamiento del aire, el absorbedor se compone de dos etapas:

- Primera etapa: está ubicada en el centro del absorbedor, con lo cuál, le llegan más rayos solares. Como la temperatura en el aire en esta etapa es baja, se consigue con esto, un elevado pinch point. Esto se traduce en un importante intercambio de calor sin necesidad de aumentar la temperatura de la pared hasta su máximo.
- Segunda etapa: a estos módulos le llega menos rayos solares y la temperatura del aire está ahora más elevada, con lo cuál el pinch point en esta etapa será menor, al igual que el intercambio de calor. [6]

4 MODELADO DE UN RECEPTOR

El objetivo de este proyecto es conocer el funcionamiento de los receptores solares. Para poder llegar a este objetivo, es necesario hacer un modelo. En este caso se va a modelar un absorbedor de cavidad en EES (Engineering, Equation Solver), el cuál ha sido descrito en el apartado anterior. En este apartado se va a ver el funcionamiento térmico del receptor a través del modelo. En el anexo 1 se puede ver el código del EES que se ha usado para realizar el modelo.

Para modelar el receptor solar se ha llevado a cabo un balance de energía en toda la cabina de absorción.

Los mecanismos por los que se transmite el calor a través del absorbedor hasta el tubo son los que se pueden apreciar en la Figura 19. La radiación solar se transmite al absorbedor a través del calor de convección exterior (Q_{Cve}). Ese calor de convección se transmitiría a través de la pared del absorbedor hasta la pared de los tubos que lleva el aire como calor de conducción (Q_{CD}). Este calor llega al aire que pasa por los tubos del absorbedor, primero como calor de conducción a través de las paredes del tubo (Q_{CDt}) y luego como calor de convección interno (Q_{Cvi}). Por último, al estar el absorbedor caliente, transmite una energía de radiación (Q_R). En el siguiente esquema se puede ver más claro los mecanismos de transmisión.

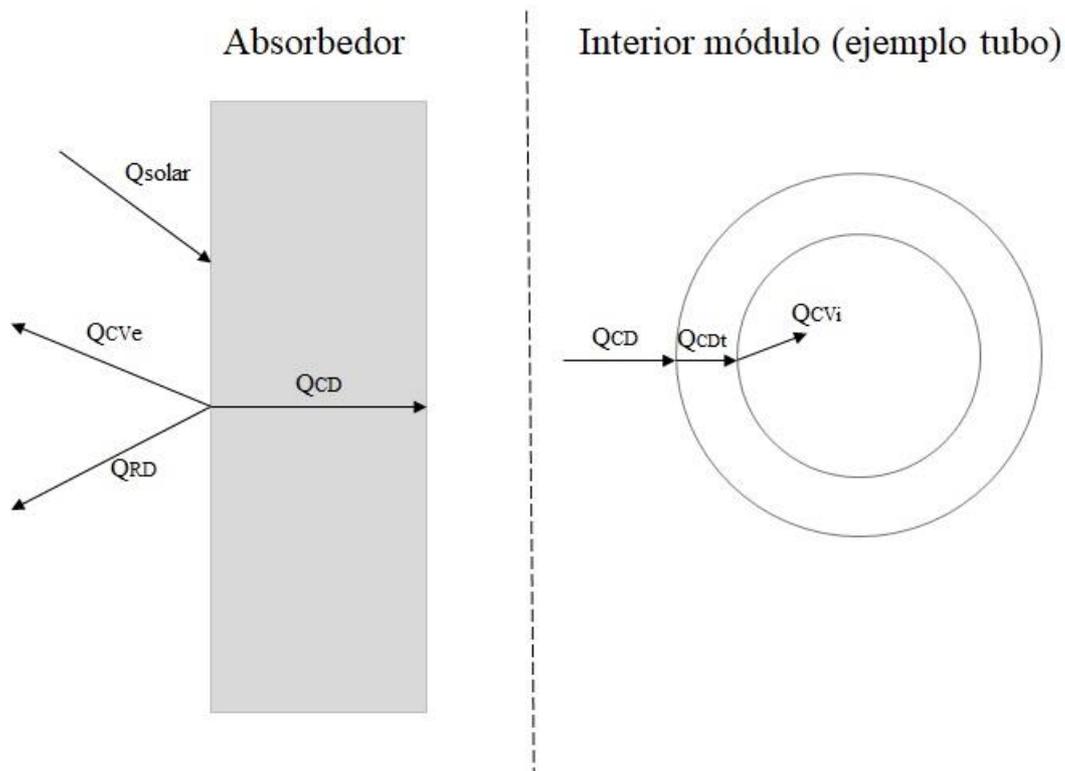


Figura 19. Esquema balance energía en el absorbedor.

Por otro lado, se tiene los mecanismos de transferencia de calor en toda la cabina del receptor. Un esquema se puede apreciar en la Figura 20. Las paredes de los alrededores (superficie lateral) también están expuestas a la radiación solar. Por ello, aparece un flujo de calor por convección (Q_{Cvelat}) y por radiación (Q_{RDlat}).

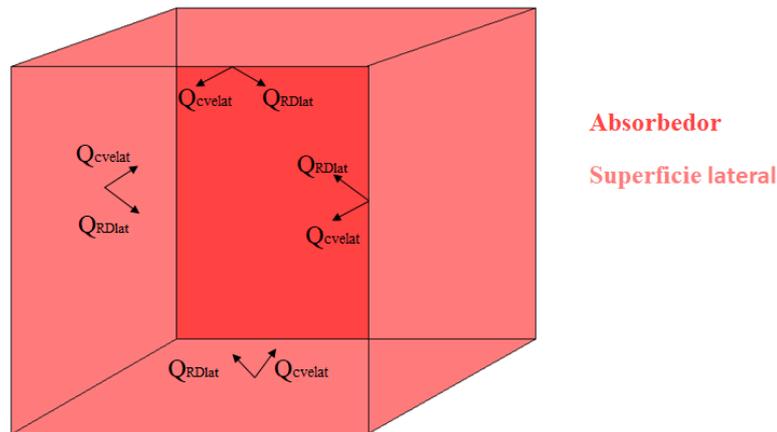


Figura 20. Esquema de la cabina del receptor.

Los datos de los que se parte para calcular el modelo se pueden ver en la siguiente tabla:

Variable	Descripción	Unidades	Valor
T_a	Temperatura ambiente	K	298
T_{rm}	Temperatura radiante media	K	298
T_{ain}	Temperatura de entrada del aire	k	623
α	Absorbancia	-	0,9
ϕ	Flujo solar	W/m^2	500000
K	Conductividad del cobre	w/mk	401
n_t	Número de tubos	-	45
n_m	Número de módulos	-	16
e	Espesor	m	0,05
L	Longitud de los tubos	m	3,2
D	Diámetro de los tubos	m	0,006
A	Área del absorbedor	m^2	1,28
A_{lat}	Área de las paredes laterales	m^2	4,8
A_t	Área de los tubos	m^2	0,060288
A_{ap}	Área de la apertura	m^2	1,44
E_a	Emisividad del absorbedor	-	0,9
E_{lat}	Emisividad de las paredes laterales	-	1
m_g	Flujo de aire	Kg/s	0,8
y	Ángulo de inclinación de la cabina	$^\circ$	0
AR	Apertura	-	1
AP	Posicción de la apertura	-	1
L_1	Longitud característica de la cabina	m	1,2
P_{in}	Presión en el interior de los tubos	bar	6
P_{ina}	Presión en la cabina	bar	1

Tabla 1. Datos de partida del modelo.

A continuación se procede a explicar el modelo que se ha realizado de este receptor solar de gas.

4.1 Cálculo calor de convección externo (Q_{Cve})

Para calcular el calor de convección externo se utiliza la siguiente expresión:

$$Q_{Cve} = h_{Cve} \cdot A \cdot (T_p - T_a)$$

El área A (m²) es dato que se puede obtener con las dimensiones del absorbedor.

T_p es la temperatura (K) de la pared que se calculará una vez el balance de energía esté cerrado y T_a es dato, como se ha mencionado anteriormente en la Tabla 1

h_{Cve} es el coeficiente de transferencia de calor de convección externo de la cámara completa. Para calcular el coeficiente de transferencia se usa la siguiente función de EES:

Call FC_plate_vertical(Fluid\$, T_p , T_a , P_{ina} , L_1 : h_{Cve} , Nusselt, Ra)

El fluido es aire, T_p es la temperatura de la pared del absorbedor, T_a es la temperatura ambiente, P_{ina} es la presión del aire en la cabina y L_1 es la longitud característica de la cabina. Alimentando estos datos al programa se obtiene un valor del h_{Cve} .

4.2 Cálculo calor de conducción (Q_{CD})

La expresión que se va a utilizar es la ecuación de intercambio de calor por conducción:

$$Q_{CD} = \frac{(T_{st} - T_p)}{\frac{e}{K \cdot A}}$$

De nuevo, A es el área del absorbedor y T_p es la temperatura de la pared. Se tiene que para calcular el calor por conducción se debe calcular la temperatura superficial de los tubos, T_{st} . Esta temperatura será uno de los resultados que nos devuelva el programa.

Por otro lado, un parámetro necesario para calcular esta variable del balance es el espesor del absorbedor. Como el absorbedor está formado por módulos, en los cuales se alojan varios tubos, no sería correcto utilizar el espesor de la pared del absorbedor, por ello, se utiliza el recorrido medio, e, en lugar del espesor.

Por último, la última variable que queda es la conductividad del absorbedor, K. En este caso, como los módulos del absorbedor están fabricados de cobre, el valor de la conductividad es el mostrado en la Tabla 1. Este valor se ha sacado de la colección de tablas, gráficas y Ecuaciones de transmisión de calor [7]

4.3 Cálculo calor de convección interno (Q_{Cvi})

Para calcular el calor de convección interno se usa la expresión de calor de convección:

$$Q_{Cvi} = h_{Cvi} \cdot A_t \cdot (T_{st} - T_{mm})$$

h_{Cvi} es el coeficiente de transferencia de calor convectivo interno. T_{st} es la temperatura de la superficie del tubo (K) y T_{mm} es la temperatura media de masa (K). Esta temperatura representa una media entre la temperatura de los gases cuando entran al absorbedor “fríos” ($T_{a_{in}}$) y la temperatura de los gases cuando salen del absorbedor ya calientes ($T_{a_{out}}$):

$$T_{mm} = \left(\frac{T_{a_{in}} + T_{a_{out}}}{2} \right)$$

El área A_t (m^2) representa el área interna de los tubos por la cuál se intercambia energía. Esta área se define como sigue:

$$A_t = \pi \cdot D \cdot L$$

D y L están explicadas en la Tabla 1

El coeficiente de transferencia h_i se calcula gracias a la siguiente función del EES:

call PipeFlow('air',T_{mm},P_{in},m_g/n_t,D,L,RelRough:h_{CVi}, h_H,DELTA_P, Nusselt_T, f, Re)

El fluido con el que se trabaja es aire, la temperatura T, hace referencia a la temperatura media de masa, P_{in} es la presión dentro de los tubos, m_g/n_t es la masa que pasa por un tubo (m_g/n_t), L es la longitud de los tubos (0,2·n_{modulos}) y RelRough es la rugosidad, que en este caso será 0. Alimentando estos datos, el programa calcula un valor de h_{CVi}. También devuelve otros valores que no son de utilidad para la finalidad de este modelo.

4.4 Cálculo calor de conducción por los tubos (Q_{CDt})

Todo el calor de conducción que se transmite por los módulos del absorbedor, pasa a las paredes de los tubos. Con lo cuál el balance de energía en el absorbedor queda cerrado.

$$Q_{CDt} = Q_{CD}$$

Por otro lado, se tiene que:

$$Q_{CDt} = n_t \cdot Q_{CVi}$$

Donde n_t es el número de tubos que hay en todos los módulos del absorbedor.

4.5 Cálculo del calor de convección lateral (Q_{CVelat})

La ecuación para calcular el calor de convección lateral es la siguiente:

$$Q_{CVelat} = h_{CVelat} \cdot A_{lat} \cdot (T_{lat} - T_a)$$

A_{lat} es el área de las superficies laterales del absorbedor, su valor se puede ver en la Tabla 1, al igual que el valor de T_a .

Ahora sólo quedaría calcular el coeficiente de transferencia de calor convectivo lateral. Para ello, se va a usar la siguiente ecuación:

$$h_{CVelat} = \frac{k_f \cdot Nusselt}{L_1} \quad [7]$$

k_f es la conductividad del fluido. Introduciendo la función de EES correspondiente a esta propiedad, indicando que el fluido es aire y que se encuentra a una temperatura T_{mp} , se obtiene su valor. T_{mp} es la temperatura media de película:

$$T_{mp} = \frac{T_{lat} + T_a}{2}$$

L_1 es la longitud característica de la superficie lateral. En este caso, será la altura de la cabina.

Por ultimo, solo queda calcular el número de *Nusselt*. Para ello se va a usar la siguiente ecuación:

$$Nusselt = 0,00187845 \cdot Gr \cdot \left(\frac{1}{3}\right) \cdot \left(\frac{T_{lat}}{T_a}\right) \cdot 0,7090 \cdot (1 + \cos \gamma)^{4,7802} \cdot AR^{1,9752} \cdot AP^{0,2749} \quad [8]$$

y es la inclinación de la cabina, *AR* representa el porcentaje de superficie donde se encuentra la apertura, que realmente se encuentra abierta al ambiente y por la cuál entra la radiación solar. *AP* representa cuánto de centrada está esa apertura. En la Tabla 1 se puede ver los valores de estas variables.

Por otro lado, es necesario calcular el número de Grashof (Gr):

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{lat} - T_a) \cdot L_1^3}{\nu^2}$$

g es el valor de la gravedad, $9,8 \text{ m/s}^2$.

β es el coeficiente de expansión volumétrica:

$$\beta = \frac{1}{T_{mp}}$$

ν es la viscosidad cinemática:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

ρ se calcula gracias a una función del EES. Se alimenta el fluido (aire), su temperatura (T_{mp}) y su presión (P_{ina} , cuyo valor se puede ver en la Tabla 1)

μ también se calcula con una función del EES, introduciendo el fluido (aire) y su temperatura (T_{mp}).

4.6 Cálculo calor de radiación del absorbedor (Q_{RDse}) y de radiación lateral (Q_{RDlat})

Por ultimo, hay que calcular el calor de radiación del absorbedor (Q_{RDse}) y hacer un balance de energía en la cabina del receptor:

$$Q_{Cvelat} + Q_{RDlat} = 0$$

Para hacer esto, sólo falta definir las ecuaciones del calor radiante del absorbedor (Q_{RDse}) y del calor radiante de las superficies laterales (Q_{RDlat}):

$$Q_{RDse} = (E_a \cdot M_p - E_a \cdot (F_{21} \cdot J_1 + F_{23} \cdot J_3 + \Phi)) \cdot A$$

$$Q_{RDlat} = E_{lat} \cdot M_{lat} - E_{lat} (F_{31} \cdot J_1 + F_{32} \cdot J_2 + F_{33} \cdot J_3)$$

Donde se tiene que:

$$J_1 = E_a \cdot M_p + (1 - E_a) \cdot (F_{21} \cdot J_1 + F_{23} \cdot J_3 + \Phi)$$

$$J_3 = M_{lat} = \sigma \cdot T_{lat}^4$$

$$J_2 = M_{rm} = \sigma \cdot T_{rm}^4$$

F_{xy} son los factores de forma. Para calcular el factor de forma entre la apertura (1) y el absorbedor (2), se ha utilizado una función del EES que alimentando las dimensiones de la apertura y la separación entre las dos superficies, nos devuelve el valor del factor de forma:

$$F=f3d_1(a,b,c)$$

En la figura siguiente se puede ver cómo los parámetros necesarios para calcular el factor de forma:

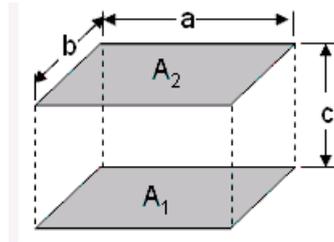


Figura 21. Dimensiones factores de forma. [9]

En este caso $a=b=1,2$ y $c=1$.

El factor de forma entre la apertura de la cabina (1) y las superficies laterales (3) se calcularía usando la siguiente propiedad de los factores de forma:

$$F_{13} = 1 - F_{12}$$

Los demás factores de forma se calculan por reciprocidad y volviendo a usar la propiedad anterior de los factores de forma:

$$A_{ap} \cdot F_{13} = A \cdot F_{21}$$

$$F_{23} = 1 - F_{21}$$

$$A_{lat} \cdot F_{23} = A_{ap} \cdot F_{31}$$

$$A_{lat} \cdot F_{32} = A \cdot F_{23}$$

$$F_{33} = 1 - F_{31} - F_{32}$$

4.7 Cálculo de energía que se transfiere al aire

Por ultimo, para cerrar el balance de energía, se debe calcular la energía que se lleva el aire que pasa por los tubos. Como todo el calor de conducción que transfiere el absorbedor va a parar al aire que pasa por los tubos, como se puede apreciar en la Figura 19, se tiene la siguiente ecuación:

$$Q_{CD} = m_g \cdot cp \cdot (T_{aout} - T_{ain})$$

El cp se ha calculado con la función que proporciona EES:

$$cp = Cp(\text{Air}; T = T_{mm})$$

El cp se calcula a la temperature media de masa T_{mm} .

También se ha calculado el rendimiento del absorbedor, para así saber de todo el flujo solar que le llega, cuánto se aprovecha para calentar el aire y cuáles serían las pérdidas que tendría el receptor.

$$\eta = \frac{Q_{CD}}{\Phi/A}$$

Una vez se tiene el modelo y se comprueba que funciona correctamente, se procede a variar los datos originales para ver cómo responde el Sistema.

4.8 Resultados numéricos del modelo

Los resultados que se han obtenido con el modelo explicado anteriormente son los siguientes:

Variable	Descripción	Unidades	Valor
Q_{Cve}	Calor convectivo externo	W	4925
Q_{CD}	Calor de conducción	W	395214
Q_{Cvi}	Calor convectivo interno	W	8783
Q_{CDt}	Calor de conducción por los tubos	W	395214
Q_{Cvelat}	Calos de convección exterior lateral	W	23086
Q_{RDse}	Calor de radiación del aborbedor	W	-400140
Q_{RDlat}	Calor de radiación lateral	W	-23086
T_p	Temperatura de la pared del aborbedor	k	967,7
T_{st}	Temperatura de la pared de los tubos	k	927,6
T_{mm}	Temperatura media de masa	K	845,7
T_{aout}	Temperatura del aire a la salida del aborbedor	K	1068
T_{lat}	Temperatura de las paredes laterales	K	901,4
T_{mp}	Temperatura media de película	k	599,7
h_{Cve}	Coefficiente de transferencia de calor de convección externo	W/m ² ·k	5,746
h_{cvi}	Coefficiente de transferencia de calor de convección interno	W/m ² ·k	1779
h_{Cvelat}	Coefficiente de transferencia de calor de convección externo de las paredes laterales	W/m ² ·k	7,971
F_{12}	Factor de forma apertura-aborbedor	-	0,2508
F_{13}	Factor de forma apertura-superficies laterales	-	0,7492
F_{21}	Factor de forma aborbedor-apertura	-	0,8428
F_{23}	Factor de forma aborbedor-superficies laterales	-	0,1572
F_{31}	Factor de forma Superficies laterales- apertura	-	0,5239
F_{32}	Factor de forma superficies laterales-aborbedor	-	0,04191
F_{33}	Factor de forma entre las superficies laterales	-	0,4342
β	Coefficiente de expansión volumétrica	1/k	0,001668
Gr	Número de Grashof	-	6,291E+09
μ	Viscosidad dinámica del aire	kg/s·m	0,00003023
ρ	Densidad del aire	Kg/m ³	0,5809
ν	Viscosidad cinemática del aire	m ² /s	0,00005204

Nusselt	Número de Nusselt	-	208,8
k_f	Conductividad del aire	W/m·k	0,0458
cp	Calor específico del aire	KJ/Kg·k	1109
η	Rendimiento del absorbedor	%	96,49

Tabla 2. Resultados del modelo.

Para comprobar que el modelo está bien y funciona, se debe comprobar que se cumplen los balances de energía.

Primero se va a comprobar el balance de energía en absorbedor:

$$Q_{CVe} + Q_{RDse} = Q_{CD}$$

$Q_{CVe} + Q_{RDse}$ (W)	Q_{CD} (W)
-395215	395214

Tabla 3. Comprobación balance de energía (1)

Como se puede ver en la tabla, los valores son iguales, con lo cuál este balance de energía está correcto. El signo negativo hace referencia a que es un calor que pierde el absorbedor, como calor de radiación.

También se debe ver que el calor de conducción que se transfiere por la pared del absorbedor llega al fluido que pasa por dentro de los tubos:

$$Q_{CD} = Q_{CDt} = Q_{Cvi} \cdot n_t$$

Q_{CD} (W)	Q_{CDt} (W)	$Q_{Cvi} \cdot n_t$ (W)
395214	395214	395235

Tabla 4. Comprobación balance de energía (2)

El calor dentro de los tubos es unas unidades mayor, pero teniendo en cuenta el orden de los valores, puede considerarse que son iguales.

Por último, como las superficies laterales de la cabina están aisladas, se debe cumplir:

$$Q_{CVelat} + Q_{RDlat} = 0$$

Q_{CVelat} (W)	Q_{RDlat} (W)
23086	-23086

Tabla 5. Comprobación balance de energía (3)

Tienen el mismo valor pero de signo contrario, con lo cuál la suma de estos dos valores sería cero.

Otro dato importante son los factores de forma. La suma de los factores de forma de la misma superficie debe ser 1. Esto se traduce en:

$$F_{11} + F_{12} + F_{13} = 1$$

$$F_{21} + F_{22} + F_{23} = 1$$

$$F_{31} + F_{32} + F_{33} = 1$$

F_{11}	F_{12}	F_{13}	Suma
0	0,2508	0,7492	1
F_{21}	F_{22}	F_{23}	Suma
0,8428	0	0,1572	1
F_{31}	F_{32}	F_{33}	Suma
0,5239	0,04191	0,4342	1

Tabla 6. Comprobación de factores de forma.

Como se puede ver en la tabla, se cumple este balance.

Por último, para saber si el modelo está bien, los coeficientes de transferencia deben ser de orden concreto, dependiendo del tipo de fluido. En este caso, los coeficientes de transferencia exterior y exterior lateral se calculan para aire a presión atmosférica, con lo cuál estos coeficientes deberían de ser del orden de 5. Los valores obtenidos en EES son 5,746 y 7,971, respectivamente.

4.9 Variaciones de parámetros

Una vez se ha comprobado que el modelo está bien, se va a ver qué ocurre si se varían parámetros claves.

Para ver cómo varían estos parámetros, se han realizado tablas paramétricas en el EES.

- Variación de la temperatura ambiente (T_a)

Los resultados que se obtienen al variar T_a , son los siguientes:

T_a (k)	T_{aout} (k)
283	1068
286,3	1068
289,7	1068
293	1068
296,3	1068
299,7	1069
303	1069
306,3	1069
309,7	1069
313	1069

Tabla 7. Variación de la temperatura ambiente.

Si se representan estos resultados gráficamente:

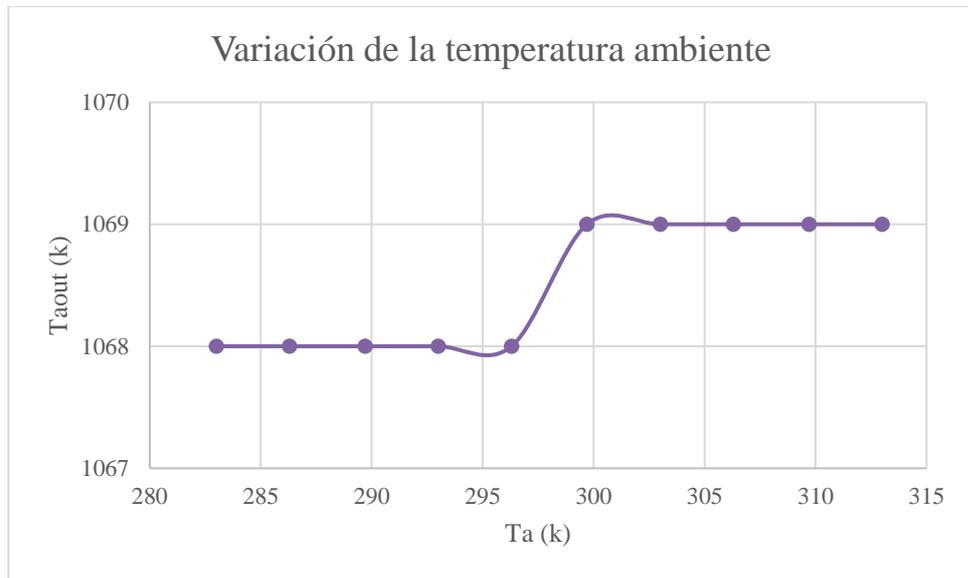


Figura 22. Variación de la temperatura ambiente.

Como se puede ver en la gráfica, en 299 k aproximadamente, hay un gran salto en la temperatura de los gases a la salida. No es un salto muy significativo, ya que sólo es de 1°. El cambio es muy brusco porque el EES no da detalles de decimales, probablemente si se calculara con otra herramienta, más precisa, se podría ver que prácticamente el valor de los gases a la salida se mantiene constante al variar la temperatura ambiente.

- Variación de la temperatura de entrada del aire a los tubos (T_{ain})

Los resultados al variar T_{ain} son los siguientes:

T_{ain} (k)	T_{aout} (k)
523	979,8
539,7	994,5
556,3	1009
573	1024
589,7	1039
606,3	1054
623	1068
639,7	1083
656,3	1098
673	1113

Tabla 8. Variación de la temperatura de entrada del aire.

Si se representan estos resultados gráficamente:

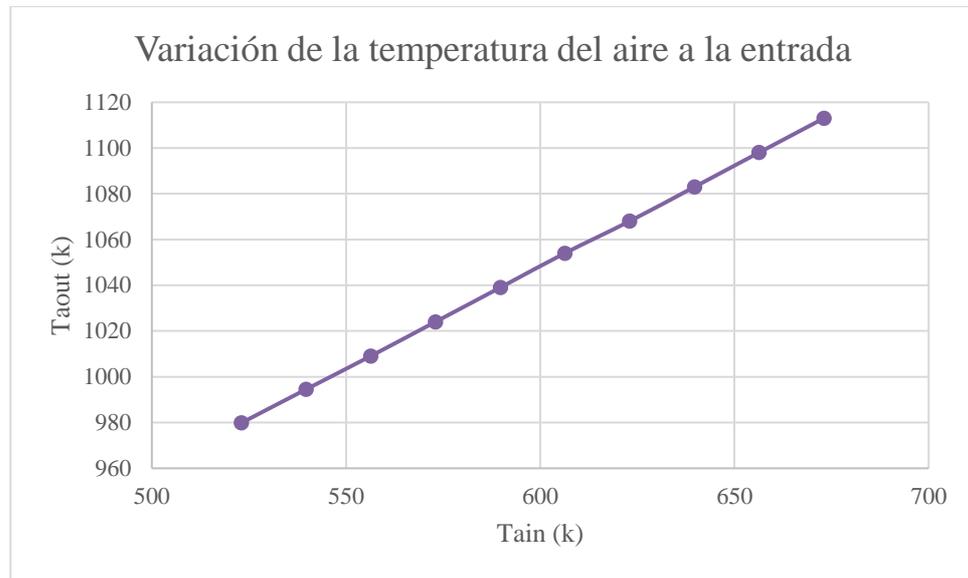


Figura 23. Variación de la temperatura de entrada del aire

Como se puede ver en la representación gráfica, conforme mayor es la temperatura de entrada del aire en los tubos, mayor es la temperatura de los gases a la salida. Al entrar más calientes y calentarlos, salen más calientes. La relación entre ambas es lineal, por ello, el aumento es lineal.

$$Q_{CD} = m_g \cdot c_p \cdot (T_{aout} - T_{ain})$$

Si se mantiene el calor de conducción constante, la masa de aire constante y c_p constante, al aumentar la temperatura a la entrada, la temperatura a la salida debe aumentar para mantener la diferencia constante.

- Variación del ancho de la cabina (c)

Los resultados al variar c son los siguientes:

C (m)	T _{aout} (K)
0,5	1064
0,6111	1065
0,7222	1066
0,8333	1067
0,9444	1068
1,056	1069
1,167	1070
1,278	1072
1,389	1073
1,5	1074

Tabla 9. Variación de la separación de la cabina (1)

Si se representan estos resultados gráficamente:

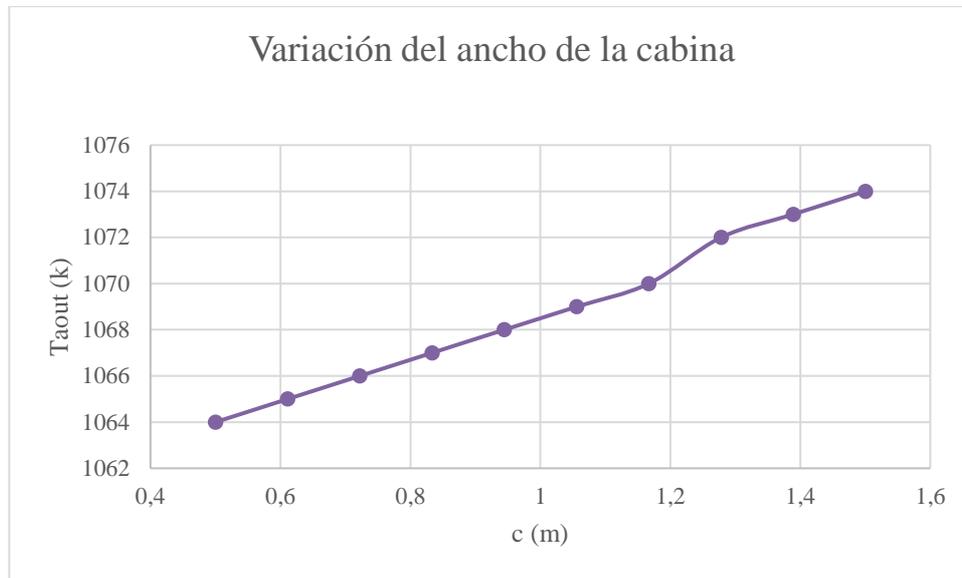


Figura 24. Variación del ancho de la cabina

El ancho de la cabina tiene una relación lineal. Cuando más separado esté el absorbedor de la apertura, habrá más pérdidas radiantes que calentarán el aire de la cabina, como ese aire está mas caliente, intercambia más calor con el absorbedor y por lo tanto la temperatura de los gases a la salida de los tubos será mayor.

- Variación de los tres parámetros

Los valores obtenidos son los siguientes:

c (m)	Ta (k)	Tain (k)	Taout (k)
0,5	283	523	974,9
0,6111	286,3	539,7	990,7
0,7222	289,7	556,3	1007
0,8333	293	573	1022
0,9444	296,3	589,7	1038
1,056	299,7	606,3	1054
1,167	303	623	1070
1,278	306,3	639,7	1087
1,389	309,7	656,3	1103
1,5	313	673	1120

Tabla 10. Variación del ancho de la cabina, de la temperatura ambiente y de la temperatura de entrada del aire.

Si se representan estos resultados gráficamente:

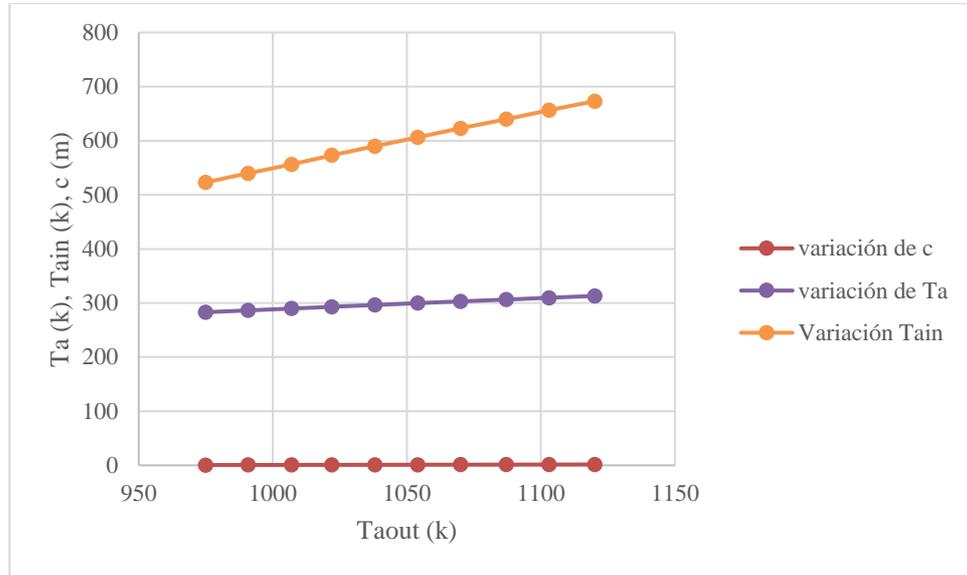


Figura 25. Variación del ancho de la cabina, de la temperatura ambiente y de la temperatura de entrada del aire.

En esta gráfica se ve como varía la temperatura de los gases, cuando varían las tres variables por igual. No se puede tener un resultado cuantitativo, ya que las tres variables tienen un orden diferente, pero aproximadamente se puede tener una idea de cómo respondería el absorbedor a los cambios de estas variables por igual.

- Variación del ancho de la cabina (c)

Los resultados son los que se pueden ver en la tabla siguiente:

c (m)	h_{cve} (W/m ² ·k)
0,5	5,748
0,6111	5,748
0,7222	5,747
0,8333	5,747
0,9444	5,746
1,056	5,746
1,167	5,745
1,278	5,744
1,389	5,744
1,5	5,743

Tabla 11. Variación del ancho de la cabina (2)

Gráficamente se puede comprobar que el coeficiente convectivo no varía mucho al modificar el ancho de la cabina, pero aun así, puede verse que al aumentar el ancho de la cabina, el coeficiente convectivo exterior disminuye. Esto es debido a que el coeficiente convectivo está directamente relacionado con la temperatura de la pared del absorbedor. Antes se ha comprobado que al aumentar el ancho de la cabina, la temperatura de los gases aumentaba. Como consecuencia, la temperatura de la pared del absorbedor, es más pequeña, con lo cuál, el coeficiente convectivo será menor.

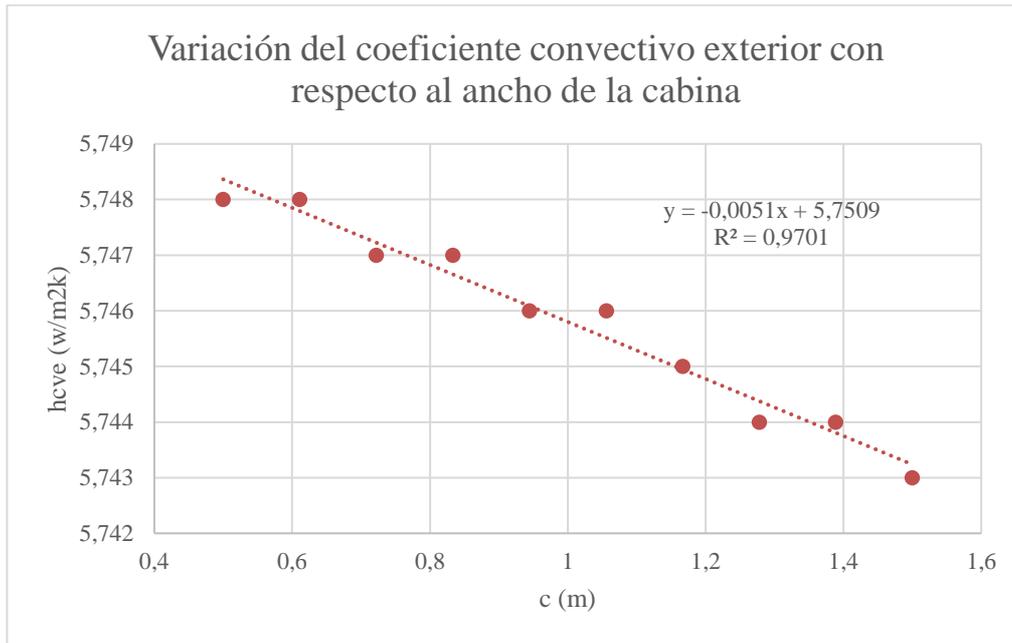


Figura 26. Variación del coeficiente convectivo exterior con respecto al ancho de la cabina.

Para poder llevar a cabo un estudio más exhaustivo, se ha variado los valores del ancho de la cabina y también se ha variado los valores del coeficiente convectivo externo y los valores del ancho de la cabina. Los resultados son los siguientes:

h_{cve} (W/m ² ·k)	c (m)	Q_{RDse} (W)	Q_{cve} (W)
5	0,5	-396010	4267
5,556	0,6111	-396932	4744
6,111	0,7222	-397828	5221
6,667	0,8333	-398731	5699
7,222	0,9444	-399669	6178
7,778	1,056	-400673	6657
8,333	1,167	-401772	7138
8,889	1,278	-402986	7621
9,444	1,389	-404320	8106
10	1,5	-405753	8593

Tabla 12. Variación de todos los parámetros (2)

En las siguientes figuras se puede ver cómo varían las pérdidas convectivas y radiantes al variar el coeficiente convectivo exterior:

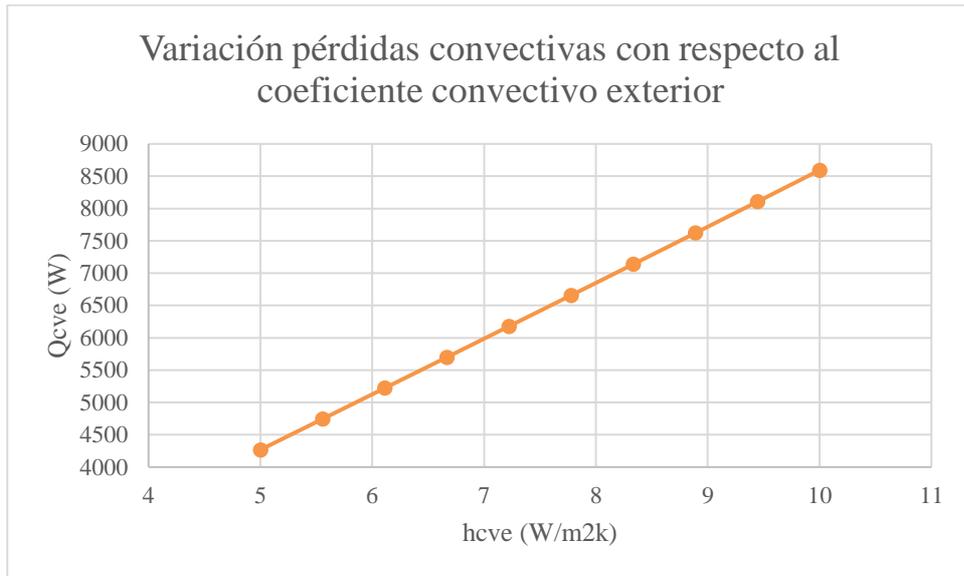


Figura 27. Variación de las pérdidas convectivas con respecto al coeficiente convectivo exterior.

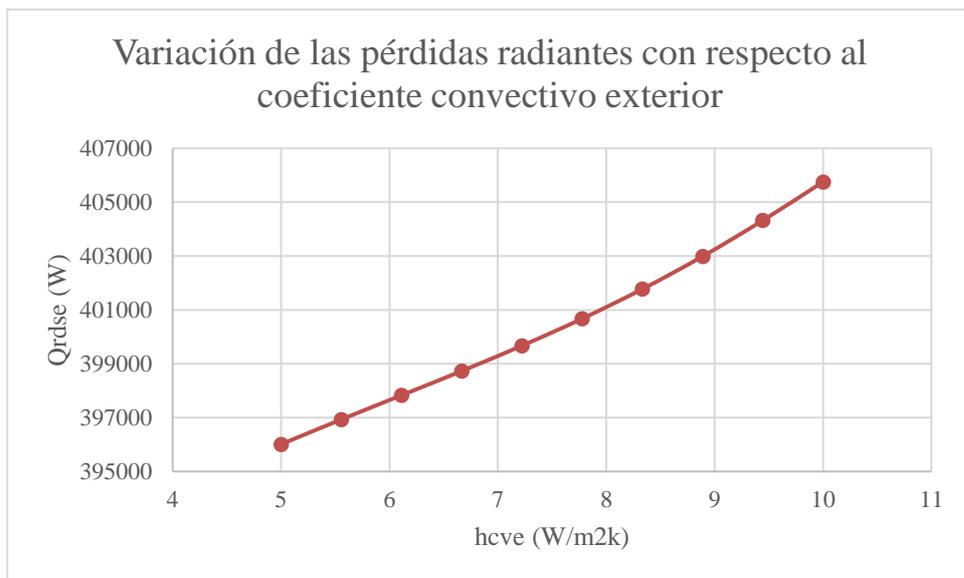


Figura 28. Variación de las pérdidas radiantes con respecto al coeficiente convectivo exterior.

Como se puede ver en las figuras, al aumentar el valor del coeficiente convectivo exterior, tanto las pérdidas radiantes como las convectivas aumentan. Tiene sentido, ya que, ambas están directamente relacionadas con el coeficiente convectivo exterior. Se puede ver que, aunque existan más pérdidas, las mayores de todas son las pérdidas radiantes.

5 CONCLUSIONES

A lo largo de este documento se ha explicado el funcionamiento de la energía solar de concentración, así como varios receptores solares para transformar la energía solar en energía térmica.

Por otro lado se ha realizado un modelo en EES teniendo en cuenta todos los mecanismos de transmisión de un receptor modelo que se ha escogido y explicado en este documento. Se ha comprobado que el modelo está bien elaborado y que se obtienen resultados coherentes.

Se ha visto cómo actuaría el receptor si se produjesen algunos cambios en los parámetros del proceso, y se ha comprobado que el modelo reacciona de manera correcta.

También se ha calculado la eficiencia de este receptor, llegándose a obtener un valor de 96,49%. Esto significa que de toda la radiación que llega al absorbedor, un 96,49% se transforma en energía térmica, siendo éste un valor bastante elevado.

Por último, cabe destacar que debido a su elevada eficiencia y a que los recursos necesarios para la obtención de energía térmica son naturales, la tecnología de concentración de la radiación puede ser una alternativa muy buena a los métodos convencionales de obtención de energía térmica. Además, es una energía limpia que no contamina el ambiente. También es una energía limpia porque no se producen gases de efecto invernadero.

Los únicos inconvenientes que pueden tener estas tecnologías son los siguientes, el primero es que se necesitan grandes extensiones de tierra para poder instalar esta tecnología con todos los elementos de los que se compone. El segundo inconveniente es que depende mucho del tiempo atmosférico. Los días de menos calor se obtendrá menos energía, al igual que los días nublados. Por otro lado, la ubicación de estas plantas está restringida a aquellas zonas en las cuales se pueda tener un gran flujo solar en gran parte del año.

Aun con estos inconvenientes es una tecnología bastante interesante de desarrollar.

Código de EES

{Datos}

K=385 {w/mk}

n_t=45 {n_t=número de tubos}

n_modulos=16

e=0,05 {e=recorrido medio de la placa [m]}

alpha=0,9

T_a=25+273

T_rm=T_a

T_ain=350+273 {°C}

L=0,2*n_modulos {longitud de los tubos [m]}

D=0,006 {diámetro de los tubos [m]}

E_a=0,9

E_lat=1

A=1,2*0,8+2*0,8*0,2

m_g=0,8 {gasto de gas [Kg/s]}

A_t=pi#*D*L

A_lat=4*Altura*1

Altura=1,2

phi=320000 {W/m2}

T_mm=(T_ain+T_aout)/2 {T_mm=temperatura media de masa[k]; T_ain= temperatura de entrada del aire al circuito; T_aout=temperatura de salida del aire del circuito[k]}

{Balance en el circuito de aire}

Q_cd=m_g*cp*(T_aout-T_ain)

cp=cp(Air; T=T_mm)

{Balance de energía en el absorbedor}

Q_solar=alpha*phi*A

{alpha*phi*A=Q_cve+Q_cd+Q_rdse {alpha=absortividad; phi flujo solar; A=area del absorbedor [m2]}}

Q_cve+Q_cd+Q_rdse=0

Q_cve=h_cve*A*(T_p-T_a) {Q_cve= calor convectivo exerno [W]; h_cve= coeficiente convectivo externo; T_p=temperatura de la pared del absorbedor [k]; T_a=temperatura ambiente [k]}

Q_cd=(T_p-T_stubo)/(e/(K*A)) {Q_cd=calor de conducción; T_stubo= temperatura en la superficie del tubo[k]}

Q_cvit=h_cvit*A_t*(T_stubo-T_mm) {Q_cvit= calor convectivo interno [W]; h_cvit= coeficiente convectivo interno [w/m2k]; A_t= area de los tubos [m2]; T_a= temperatura del aire de dentro de los tubos [k]}

Q_cd=n_t*Q_cvit

```
{h_cve=10}
{h_cvi=250 }
{h_cvelat=5 {[w/m2k]}}
```

```
{Cálculo h_cvelat}
```

```
T_mp=0,5*(T_lat+T_a)
k_f=conductivity(Air, T=T_mp)
h_cvelat=k_f*Nusselt/Altura
Nusselt=0,00187845*Gr^(1/3)*(T_lat/T_a)^0,7090*(1+cos(y))^4,7802*AR^1,9752*AP^0,2749
Gr=(9,8*Beta*(T_lat-T_a)*Altura^3)/visc^2
y=0
AR=1
AP=1
Beta=1/T_mp {coeficiente de expansión térmica}
mu=viscosity(Air, T=T_mp)
visc=mu/rho
rho=density(Air, T=T_mp; P=P_in_a)
```

```
Call pipeflow('air'; T_mm; P_in; m_g/n_t; D; 100; 0; h_cvi; ;;; )
Call fc_plate_vertical('air'; T_p; T_a; P_in_a; 1,2; h_cve;; )
{h_cve=h_cvelat}
P_in=6
P_in_a=1
```

```
{Balance de energía en la cámara}
```

```
Q_cvlat+Q_radlat=0 {Q_cv,lat= calor convectivo en la pared lateral [W]; Q_rad,lat= calor de radiación de la pared lateral [W]}
Q_cvlat=h_cvelat*A_lat*(T_lat-T_a) {h_cvelat= coeficiente convectivo externo lateral [w/m2k]; T_lat= temperatura de la pared lateral [k]}
M_p=sigma#*T_p^4
M_lat=sigma#*T_lat^4
M_rm=sigma#*T_rm^4
```

```
J_1=E_a*M_p+(1-E_a)*(F_21*J_1+F_23*J_3+phi)
J_3=M_lat
J_2=M_rm
```

```
Q_radlat=E_lat*M_lat-E_lat*(F_31*J_1+F_32*J_2+F_33*J_3)
Q_rdse=(E_a*M_p-E_a*(F_21*J_1+F_23*J_3+phi))*A
```

```
{Q_radlat=K_23*sigma#*(T_lat^4-T_p^4)+K_31*sigma#*(T_lat^4-T_rm^4) {sigma#= constante stefan-boltzman[w/m2k4]; T_se=temperatura del absorbedor [k]; T_rm=temperatura radiante media}
```

```
Q_rdse=K_23*sigma#*(T_p^4-T_lat^4)+K_21*sigma#*(T_p^4-T_rm^4) {Q_rdse=calor de radiación del absorbedor [W]}
```

```
{Conversión analogía eléctrica}
```

```
R_1=0 {R_1=resistencia 1}
R_12=1/(F_apa*A) {R_12= resistencia 1-2; F_12= factor de forma apertura cabina-absorbedor}
R_13=1/(F_aplat*A_lat) {R_13=resistencia 1-3; F_apalt=factor de forma entre apertura cabina-superficie lateral; A_lat=area lateral [m2]}
```

```
R_2=(1-E_a)/(E_a*A) {R_2=resistencia 2; E_a=emisividad del absorbedor}
R_23=1/(F_alat*A) {R_23=resistencia 2-3; F_alat=factor de forma absorbedor-superficie lateral}
```

```
R_3=(1-E_lat)/(E_lat*A_lat) {R_3=resistencia 3; E_lat=emisividad de la superficie lateral}}
```

```
{Cálculo factores de forma}
```

$F_{12} = f_{3d_1}(1,2;1,2;1)$ {1=apertura, 2= absorbedor, 3=lateral}
{ $F_{12} = f_{3d_1}(1,2;1,2;c)$ {1=apertura, 2= absorbedor, 3=lateral}}

$F_{13} = 1 - F_{12}$

$A_{ap} * F_{13} = A * F_{21}$

$F_{23} = 1 - F_{21}$

$A_{lat} * F_{23} = A_{ap} * F_{31}$

$A_{lat} * F_{32} = F_{23} * A$

$F_{33} = 1 - F_{31} - F_{32}$

$A_{ap} = 1,2 * 1,2$

$rend = Q_{cd} / \phi_i / A$

{Cambio triángulo a estrella}

$R_{1e} = (R_{12} * R_{13}) / (R_{12} + R_{23} + R_{13})$

$R_{2e} = (R_{23} * R_{12}) / (R_{12} + R_{23} + R_{13})$

$R_{3e} = (R_{23} * R_{13}) / (R_{12} + R_{23} + R_{13})$

{Suma resistencias en serie}

$R_{1Es} = R_{12} + R_{1e}$

$R_{2Es} = R_{23} + R_{2e}$

$R_{3Es} = R_{13} + R_{3e}$

{Cambio de estrella a triángulo}

$K_{23} = ((1/R_{2Es}) * (1/R_{3Es})) / ((1/R_{2Es}) + (1/R_{3Es}) + (1/R_{1Es}))$

$K_{21} = ((1/R_{2Es}) * (1/R_{1Es})) / ((1/R_{2Es}) + (1/R_{3Es}) + (1/R_{1Es}))$

$K_{31} = ((1/R_{1Es}) * (1/R_{3Es})) / ((1/R_{2Es}) + (1/R_{3Es}) + (1/R_{1Es}))$

REFERENCIAS

- [1] Gobierno de España, «Ministerio de agricultura y pesca, alimentación y medio ambiente,» 2017. [En línea]. Available: <http://www.mapama.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/sistema-espanol-de-inventario-sei/>.
- [2] J. Gerra, *Energía solar en procesos químicos*.
- [3] Departamento ingeniería energética, *Centrales termosolares*.
- [4] Departamento de ingeniería energética, *Centrales termosolares*.
- [5] «CarboSystem,» [En línea]. Available: <http://carbosystem.com/alumina-ceramica-oxido-aluminio/>.
- [6] B. Grange, A. Ferrière, D. Bellard, M. Vrinat, R. Couturier, F. Pra y y. Far, «Thermal Performances of a high temperature air solar absorber based on compact heat exchange technology,» 2011.
- [7] Departamento de ingeniería energética y mecánica de fluidos. Grupo Termotecnia, *Colección de Tablas, Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor*.
- [8] S. Wu, L. Xiao y Y.-R. Li, *Effect of aperture position and size on natural convection heat loss of a solar heat-pipe receiver*, 2011.
- [9] EES (Engineering Equation Solver), «Cálculo de los factores de forma».