

Trabajo Fin de Grado

Grado de Ingeniería de la Energía

Uso de energía solar térmica para el suministro energético como calor de proceso en industria cervecera

Autor: Ignacio Fernández López - Salcedo

Tutor: Manuel Felipe Rosa Iglesias

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Grado
Grado de Ingeniería de la Energía

Uso de energía solar térmica para el suministro energético como calor de proceso en industria cervecera

Autor:

Ignacio Fernández López-Salcedo

Tutor:

Manuel Felipe Rosa Iglesias

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019

Trabajo Fin de Grado: Uso de energía solar térmica para el suministro energético como calor de proceso en industria cervecera

Autor: Ignacio Fernández López-Salcedo

Tutor: Manuel Felipe Rosa Iglesias

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi familia

A mis maestros

Agradecimientos

Quiero agradecer el apoyo incondicional de mi familia que ha estado conmigo animándome durante todos los años que he dedicado a mis estudios de grado. También agradecer el trato y la ayuda que me han prestado mis amigos y compañeros de clase, con los cuales he creado buenas amistades, tanto dentro como fuera de las aulas.

El objetivo cumplido de acabar la carrera también se lo debo en gran parte a cada uno de los profesores que me han impartido clase, ayudándome a mejorar como estudiante y a convertirme en un futuro ingeniero.

Por último y no menos importante, agradezco mucho la paciencia y dedicación que me ha prestado mi tutor Felipe Rosa, el cual me ha estado guiando en todo momento para que pudiera realizar mi trabajo de fin de grado y conseguir superar los obstáculos que me han ido surgiendo.

Ignacio Fernández López-Salcedo

Sevilla, 2019

Resumen

El objeto de este proyecto es el estudio del uso de energía solar térmica para el suministro energético de una industria cervecera. En primer lugar, se explicará en que consiste el proceso de elaboración de la cerveza convencional, haciéndose también un análisis del consumo energético asociado a la producción de dicho producto. Se hará una breve explicación del concepto de la radiación solar como fuente útil de energía y de las distintas tecnologías de concentración solar térmica más usadas hoy en día.

En cuanto al estudio analítico de este proyecto, se procederá a dimensionar un campo solar capaz de suministrar la energía térmica demandada por la industria cervecera en la que nos hemos fijado. El dimensionado y diseño de este campo solar incluirá también un sistema de almacenamiento de energía con el fin de cubrir el posible defecto que pueda haber en la generación de energía destinada al proceso. La energía térmica que producirá el campo solar se empleará para generar el vapor de agua necesario para el proceso de producción de la fábrica, por lo tanto, se precisará un generador de vapor apropiado.

Abstract

The purpose of this project is the study of solar thermal energy for the energy supply of a brewing industry. Firstly, it will be explained what the conventional brewing process consists of, also making an analysis of the energy consumption associated with the production of the beer. There will be made a brief explanation of the concept of solar radiation as a useful source of energy and of some of the most used solar thermal concentration technologies.

About the analytical study of this project, we will proceed to dimension a solar field capable of supplying the thermal energy demanded by the beer industry in which we have set ourselves. The dimensioning and design of this solar field will also include an energy storage system in order to cover the possible defect in the generation of energy destined for the process. The thermal energy that the solar field will produce will be used to generate the necessary water steam for the factory production process, therefore, an appropriate steam generator will be required.

AGRADECIMIENTOS	IX
RESUMEN	XI
ABSTRACT	XIII
ÍNDICE	XIV
ÍNDICE DE TABLAS	XVI
ÍNDICE DE FIGURAS	XVII
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 OBJETIVO DEL PROYECTO	1
1.2 CONTEXTO ENERGÉTICO ACTUAL	1
2 LA INDUSTRIA OBJETO DEL PROYECTO	2
2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	2
2.2 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO INDUSTRIAL	2
2.3 ELABORACIÓN DE LA CERVEZA	4
2.3.1 <i>Almacenamiento y secado de la cebada</i>	5
2.3.2 <i>Malteado</i>	5
2.3.3 <i>Macerado</i>	5
2.3.4 <i>Filtrado</i>	5
2.3.5 <i>Cocción</i>	6
2.3.6 <i>Fermentación</i>	6
2.3.7 <i>Maduración</i>	6
2.3.8 <i>Envasado</i>	6
2.3.9 <i>Lavado de envases retornables</i>	6
2.4 CONSUMO ENERGÉTICO EN LA PRODUCCIÓN DE LA CERVEZA	7
3 EL RECURSO SOLAR	11
3.1 CONCEPTO DE RADIACIÓN SOLAR	11
3.2 COMPONENTES DE LA RADIACIÓN SOLAR	11
3.3 POSICIÓN RELATIVA SOL – SUPERFICIE TERRESTRE	13
3.4 DISTRIBUCIÓN GEOGRÁFICA DE LA RADIACIÓN SOLAR	14
4 TECNOLOGÍAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR TÉRMICA	17
4.1 SISTEMA DE RECEPTOR CENTRAL	19
4.2 DISCO PARABÓLICO	19
4.3 CONCENTRADORES LINEALES FRESNEL	20
4.4 CONCENTRADORES CILINDROPARABÓLICOS (CCP)	20
4.4.1 <i>Reflector cilindroparabólico</i>	21
4.4.2 <i>Tubo absorbedor</i>	22
4.4.3 <i>Sistema de seguimiento solar</i>	23
4.4.4 <i>Fluido caloportador de trabajo</i>	23
4.4.5 <i>Sistema de almacenamiento</i>	24
5 BASES PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL CAMPO SOLAR	26
5.1 SELECCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO	26
5.1.1 <i>Superficie disponible</i>	26
5.1.2 <i>Análisis de la climatología</i>	26

5.2	PUNTO DE DISEÑO.....	28
5.2.1	<i>Datos fijados por el proceso industrial</i>	28
5.2.2	<i>Datos fijados por el campo solar</i>	28
5.2.3	<i>Datos fijados por la meteorología y el emplazamiento</i>	31
6	DIMENSIONAMIENTO DEL CAMPO SOLAR	33
6.1	MODELO MATEMÁTICO EN EES.....	33
6.1.1	<i>Modelo unidimensional de balance de energía</i>	34
6.1.2	<i>Determinación de la longitud unitaria</i>	42
6.2	CÁLCULO DEL NÚMERO DE FILAS DE CAPTADORES	47
6.2.1	<i>Proceso de diseño de SAM</i>	47
6.2.2	<i>Diseño del campo solar</i>	50
6.3	SISTEMA DE ALMACENAMIENTO	52
6.3.1	<i>Metodología de diseño</i>	52
6.3.2	<i>Diseño del sistema de almacenamiento</i>	54
6.4	SISTEMA DE GENERACIÓN DE VAPOR.....	56
6.4.1	<i>Pre calentador</i>	57
6.4.2	<i>Evaporador</i>	57
7	CONCLUSIONES	59
8	REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA	60
9	ANEXOS	61

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 - RANGOS DE TEMPERATURA DE DISTINTOS PROCESOS EN INDUSTRIAS COMUNES (6)	3
TABLA 2 - FASES DEL PROCESO DE MALTEADO (ELABORACIÓN PROPIA).....	5
TABLA 3 - PERFIL DE POTENCIA TÉRMICA HORARIA DEMANDA AL DÍA (6)	9
TABLA 4 - COORDENADAS GEOGRÁFICAS DE LA FÁBRICA DE ESTUDIO (BIBLIOTECA: SEVILLA TMY HORARIO.CSV)	26
TABLA 5 - DATOS DE VALORES ANUALES DE LA BIBLIOTECA METEOROLÓGICA (BIBLIOTECA: SEVILLA TMY HORARIO.CSV)	27
TABLA 6 - CARACTERÍSTICAS DEL CAPTADOR LUZ LS-3 (SAM)	29
TABLA 7 - CARACTERÍSTICAS DEL TUBO ABSORBEDOR SCHOTT PTR70 (SAM)	29
TABLA 8 - PROPIEDADES DEL ACEITE TÉRMICO THERMINOL 55 (ANEXO 1)	31
TABLA 9 - FLUJOS DE CALOR EN EL BALANCE DE ENERGÍA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DEL TUBO ABSORBEDOR (ELABORACIÓN PROPIA).....	41
TABLA 10 - SOLUCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO UNIDIMENSIONAL EN EES (MODELO MATEMÁTICO UNIDIMENSIONAL EN EES).....	45
TABLA 11 - 2ª SOLUCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO UNIDIMENSIONAL EN EES (MODELO MATEMÁTICO UNIDIMENSIONAL EN EES)	46
TABLA 12- PARÁMETROS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DEL CAMPO SOLAR (SAM)	50
TABLA 13 - PROCEDIMIENTO DE OBTENCIÓN DEL ESTADO DE CARGA INICIAL DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO (ELABORACIÓN PROPIA)	53

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - ETAPAS PRINCIPALES DEL PROCESO DE ELABORACIÓN DE LA CERVEZA (GOOGLE IMÁGENES)	4
FIGURA 2 - ESQUEMA DE LOS PROCESOS INVOLUCRADOS EN LA ELABORACIÓN DE LA CERVEZA (GOOGLE IMÁGENES)	7
FIGURA 3 - PERFIL DE TEMPERATURAS HORARIO DE LOS PROCESOS TÉRMICOS (6)	8
FIGURA 4 - PERFIL DE CONSUMO ENERGÉTICO HORARIO (ELABORACIÓN PROPIA)	10
FIGURA 5 - ESQUEMA DE LA DISTRIBUCIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR EN EL SISTEMA TIERRA – ATMÓSFERA (GOOGLE IMÁGENES)	12
FIGURA 6 - ABSORCIÓN DE RADIACION POR DIFERENTES GASES DE LA ATMÓSFERA (GOOGLE IMÁGENES)	12
FIGURA 7 - POSICIÓN DEL SOL RESPECTO A UNA SUPERFICIE (GOOGLE IMÁGENES)	13
FIGURA 8 - MAPA MUNDIAL DEL REPARTO DE LA INTENSIDAD DE LA ENERGÍA SOLAR POR ZONAS (SIGMA SOLAR)	14
FIGURA 9 - DISTRIBUCIÓN ANUAL DE LA IRRADIANCIA EN SEVILLA (AEMET)	15
FIGURA 10 - DISTRIBUCIÓN ANUAL DE LA IRRADIANCIA EN LA CORUÑA (AEMET)	16
FIGURA 11 - MAPA DE IRRADIACIÓN GLOBAL EN ESPAÑA EN EL PLANO HORIZONTAL (AEMET)	16
FIGURA 12 - RELACIÓN DE CONCENTRACIÓN EN UN CAPTADOR – ABSORBEDOR (9)	18
FIGURA 13 - SISTEMA DE RECEPTOR CENTRAL CON SUS HELIOSTATOS (DE TORRE) (GOOGLE IMÁGENES)	19
FIGURA 14 - DISCO PARABÓLICO (STIRLING) (GOOGLE IMÁGENES)	19
FIGURA 15 - CONCENTRADOR LINEAL FRESNEL (GOOGLE IMÁGENES)	20
FIGURA 16 - CAPTADOR CILINDRO-PARABÓLICO (GOOGLE IMÁGENES)	21
FIGURA 17 - REFLECTOR DE UN CAPTADOR (GOOGLE IMÁGENES)	21
FIGURA 18 - ESQUEMA DE UN TUBO ABSORBEDOR Y SUS PARTES (GOOGLE IMÁGENES)	22
FIGURA 19 - MECANISMO DE SEGUIMIENTO SOLAR DE UN CCP (GOOGLE IMÁGENES)	23
FIGURA 20 - TANQUES DE ALMACENAMIENTO EN UNA PLANTA DE CCP (GOOGLE IMÁGENES)	25
FIGURA 21 - IRRADIACIÓN GLOBAL HORIZONTAL DURANTE EL AÑO (SAM)	27
FIGURA 22 - BALANCE UNIDIMENSIONAL DE ENERGÍA EN UNA SECCIÓN TRANSVERSAL DE UN TUBO ABSORBEDOR (ELABORACIÓN PROPIA)	35
FIGURA 23 - MODELO DE RESISTENCIA TÉRMICA PARA UNA SECCIÓN TRANSVERSAL DE UN TUBO ABSORBEDOR (ELABORACIÓN PROPIA)	36
FIGURA 24 - PANEL DE CONTROL DE COMANDOS DEL PROGRAMA EES (ELABORACIÓN PROPIA)	44
FIGURA 25 - CONJUNTO COLECTOR - TUBO ABSORBEDOR DE UNA FILA DE CAPTADORES (ELABORACIÓN PROPIA)	50
FIGURA 26 - POTENCIA TÉRMICA ABSORBIDA POR EL CAMPO SOLAR (SAM)	51
FIGURA 27 - POTENCIA TÉRMICA APORTADA POR EL CAMPO PARA CADA HORA DEL AÑO (SAM)	52
FIGURA 28 - CONSUMO TÉRMICO DEMANDADO PARA CADA HORA DEL AÑO (SAM)	53
FIGURA 29 - POTENCIA TÉRMICA A ALMACENAR (CON +50% DE AUMENTO DEL ESTADO DE CARGA INICIAL) PARA CADA HORA DEL AÑO (SAM) ..	54
FIGURA 30 - GENERADOR DE VAPOR ATTSU VL-INOX (WWW.ATTSU.COM)	57
FIGURA 31 - ESQUEMA COMPLETO DE LA INSTALACIÓN (ELABORACIÓN PROPIA)	58

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Objetivo del Proyecto

El objetivo del presente proyecto es el estudio de la viabilidad técnica para el diseño de un campo termosolar compuesto por colectores cilindro-parabólicos que sea capaz de suministrar la energía térmica necesaria al proceso de elaboración de cerveza de una fábrica del grupo Heineken. La fábrica de cerveza está ubicada en el municipio de Alcalá de Guadaíra en la provincia de Sevilla, España.

El suministro de energía térmica se abastecerá mediante la producción de aceite térmico para la generación de vapor de agua directamente desde el campo solar. El sistema se diseñará con el fin de cubrir una parte de la demanda energética de la fábrica, en concreto, la parte térmica y por ello el diseño de la instalación no tendrá en cuenta la demanda eléctrica de la fábrica objeto. El fin del proyecto es puramente académico y a parte del dimensionamiento del campo solar, se hará una descripción de las características principales del proceso de elaboración de la cerveza.

La razón principal de realizar el diseño de un proyecto de este tipo es reducir el consumo de combustibles fósiles convencionales, ya que acaban siendo perjudiciales para el medio ambiente. Esto conlleva a una reducción de las emisiones de CO_2 y el consiguiente ahorro en la factura de hidrocarburos.

1.2 Contexto energético actual

Es un hecho totalmente real que la demanda energética mundial va en aumento, y esto no solo depende de la actividad económica o las condiciones climáticas, sino por la tendencia irremediable de tener que satisfacer un mayor número de necesidades.

La última previsión energética a largo plazo de la Agencia Internacional de la Energía (IEA, sus siglas en inglés) estima que el consumo energético mundial crecerá un 56% entre 2010 y 2040. A esto se le debe de sumar que existe una creciente preocupación por el impacto de la actividad energética sobre el medio ambiente. Esto está provocando que multitud de sectores involucrados traten de encontrar formas adecuadas para poder satisfacer la gran demanda energética social provocando un impacto mínimo en el entorno (la Tierra). Es por esto que las energías renovables, entre ellas la termosolar, están llamadas a desempeñar un importante papel en el futuro inmediato del panorama energético mundial.

El periodista y escritor Kris de Decker tiene una opinión sobre las fábricas con suministro de energía termosolar muy interesante. En su artículo *El brillante futuro de las fábricas alimentadas con energía termosolar*, dice: *“Gran parte del debate sobre las energías renovables se centra en la producción de electricidad. Sin embargo, la mayor parte de la energía que necesitamos es calor, y los paneles solares y los aerogeneradores no la pueden producir de manera eficiente. Para alimentar procesos industriales como la fabricación de productos químicos, la fundición de metales o la fabricación de microchips necesitamos una fuente de energía térmica renovable y el uso directo de la energía solar puede ser la solución”*.

También conocemos que el sector industrial ocupa un 28% de la demanda energética en Europa, además de las emisiones de CO_2 asociadas, y que dos tercios de la demanda es energía en forma de calor. Resulta intuitivo pensar que existe un mercado potencial con esta tecnología y se deberían de concentrar esfuerzos en el desarrollo de tecnologías de energía térmica renovable que ayuden a disminuir la dependencia de los combustibles fósiles como medio de obtención de calor en los procesos industriales.

A la tecnología que usa la energía termosolar para alimentar procesos industriales se le conoce como “solar industrial heating process”, SIHP son sus siglas en inglés. El vapor se obtiene a partir de una instalación de SIHP y es utilizado directamente en el proceso industrial. Esta aplicación está en sus primeras etapas de desarrollo y se considera que tiene un potencial con enorme proyección. Pese a esto, el pleno aprovechamiento del potencial de esta tecnología a nivel comercial tiene todavía el obstáculo del coste de la inversión inicial que supone.

2 LA INDUSTRIA OBJETO DEL PROYECTO

La industria que se estudiará en este proyecto es una industria cervecera, perteneciente al Grupo Heineken, que a su vez es propietario de la empresa sevillana Cruzcampo. La antigua fábrica de Cruzcampo, situada en la capital de Andalucía, estaba ubicada en la Avenida Cruz Campo en el casco urbano de la ciudad. En diciembre de 2007 se terminó de trasladar la totalidad de la producción de la antigua fábrica a las nuevas instalaciones de Torreblanca, a unos 7 kilómetros a las afueras de la ciudad. La nueva fábrica costó 320 millones de euros y tardó en construirse unos 4 años aproximadamente

La superficie que ocupa esta nueva fábrica es de 63 hectáreas y por su diseño y tecnología es de las más modernas de Europa. La planta tiene una capacidad de 350 millones de litros anuales de producción y por ello es la más importante del país. Junto con las demás fábricas, situadas en Madrid, Valencia, Jaén y Navarra, la producción total de Heineken España la ha convertido en líder del sector cervecero en la península con unas ventas superiores a los 1.100 millones de litros.

2.1 Definición del problema

En este proyecto se comprobará que es viable la sustitución de las calderas convencionales que aportan la energía térmica necesaria para los procesos productivos de la fábrica. Para ello el campo solar que se desea diseñar tiene tecnología de CCP que se aplicará directamente al proceso de elaboración de la cerveza.

Después de analizar la situación energética actual de la fábrica, se definen los principales objetivos del proyecto:

- Dimensionado técnico de un campo solar con tecnología cilindroparábolica que suministre la energía térmica necesaria para el proceso de producción de la cerveza, y que pueda suplantar a las calderas convencionales que se ocupan de dicha tarea.
- El estudio de la cobertura solar que podrá proporcionar el campo solar de CCP en función del consumo de energía térmica de la planta.
- El estudio de la viabilidad del almacenamiento energético para disminuir la carga térmica que proporcionaría el sistema auxiliar (caldera de gas).

El almacenamiento energético es necesario estudiarlo porque las necesidades térmicas en el trabajo de la fábrica abarcan mas horas que las que puede aportar la energía proveniente del sol.

2.2 Descripción del proceso industrial

Como ya se ha hecho referencia en el capítulo anterior, el proceso industrial que vamos a estudiar se basa en el SIHP. Se trata de una tecnología que está en pleno desarrollo y que ha dado el paso de la investigación al desarrollo a nivel comercial. Es por ello que España tiene una gran oportunidad que no debería pasar por alto, ya que el 50% de la demanda energética en nuestro país proviene de la industria, produciéndose más de un tercio de la misma para un rango de temperatura de entre 80°C y 300°C (media temperatura), y por tanto la tecnología de los CCPs resulta bastante apropiada para ello.

El hecho de implantar cada vez mas la tecnología de SIHP tiene diferentes razones, los factores que la favorecen son los siguientes:

- Disminución de los costes iniciales de inversión debido al aumento de la demanda. Prevision de una mayor disminución en un futuro próximo.
- Existencia de instalaciones de captadores solares de concentración que son capaces de generar el vapor directamente para el proceso industrial requieran
- Avances en los sistemas de almacenamiento que ayudan a que el proceso no tenga interrupciones durante los periodos con ausencia de energía solar

- La evolución al alza del precio de los combustibles fósiles (gasóleo y gas natural) que alimentan a las calderas generadoras de vapor. El aumento en los últimos años tiene una tendencia de subida de un 4,8% anual.
- Otros factores positivos son los incentivos que dan algunas de las administraciones y el incremento de personal cualificado en este tipo de tecnología

La tecnología de los CCPs tiene dos grandes aplicaciones industriales las cuales son la generación de electricidad y la alimentación energética de procesos industriales térmicos. A pesar de que la aplicación más extendida es la primera, existe un porcentaje alto de procesos industriales alimentados con energía térmica en el rango de temperaturas de 125 °C – 400 °C y que supone para el SIHP un mercado potencial. Dichos procesos están ubicados en la industria alimentaria, la textil y la petroquímica entre otras. Los rangos de temperatura aproximados para cada una de estas industrias se indican en la siguiente tabla:

Tabla 1 - Rangos de temperatura de distintos procesos en industrias comunes (6)

Industria	Proceso/actividad	Rango de temperatura (°C)
Alimentaria	Secado	30 - 90
	Lavado	40 – 80
	Pasteurización	80 – 110
	Ebullición	95 - 105
	Esterilización	140 – 150
Textil	Tratamiento térmico	40 – 60
	Lavado	40 – 80
	Blanqueamiento	60 – 100
	Tinte	100 – 160
Química	Ebullición	95 – 105
	Destilación	110 – 300
	Otros	120 – 180
Otras	Pre calentamiento de agua	30 – 100
	Calefacción	30 - 80

También es razonable plantear que el SIHP presenta dos ventajas adicionales para su aplicación en procesos industriales, frente a la aplicación de la energía solar para usos domésticos o residenciales:

- Los consumos energéticos en la industria son generalmente constantes a lo largo del año en la mayoría de los casos.
- Normalmente en las industrias habría personal capaz de atender el mantenimiento de un sistema solar.

2.3 Elaboración de la cerveza

En este subapartado se explica de manera simplificada el proceso de elaboración de la cerveza Heineken. Ha de tenerse en cuenta que entre los distintos procesos y etapas que tienen lugar en este proceso industrial, existen varios procesos que demandan más intensidad energética que los demás.

El proceso de la elaboración de la cerveza tendrá dos fases principales, la obtención de la malta como materia prima y la posterior transformación de esta en cerveza. Se pueden dividir ambas fases principales en dos ramas diferenciadas, con sus respectivas etapas y procesos principales:

- Fabricación de la malta
 - Remojo
 - Germinación
 - Tostado
- Fabricación de la cerveza
 - Trituración de la malta
 - Preparación del mosto
 - Cocción
 - Fermentación
 - Maduración
 - Pasteurización
 - Refrigeración

No todos los procesos implicados en la elaboración del producto final suponen un consumo de energía térmica, ya que en algunos, como ocurre en la refrigeración, únicamente se consume energía eléctrica. Los procesos con importantes consumos de energía térmica son: el tostado de la malta (malteado), el macerado, la cocción del mosto junto al lúpulo y la fermentación del mosto.

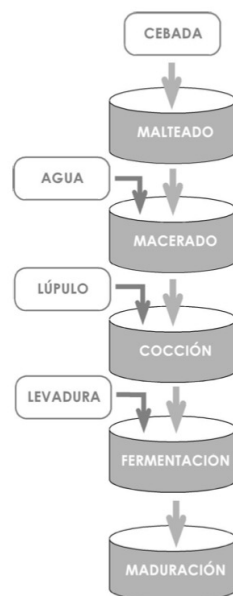


Figura 1 - Etapas principales del proceso de elaboración de la cerveza (Google imágenes)

Aunque no se nombre como uno de los procesos industriales implicados en la producción de esta bebida, el tratamiento del agua como materia prima es un proceso importante. El agua empleada es de un tipo especial ya que tiene un elevado nivel de pureza, fruto de la combinación de sales minerales y de tratamientos que se le realizan con el fin de garantizar el exclusivo sabor.

2.3.1 Almacenamiento y secado de la cebada

En el almacenamiento de la cebada será fundamental que ésta se encuentre seca y a baja temperatura. En el proceso de secado el aire se encontrará a una temperatura que ronda los 54 °C y se elaba hasta los 66 °C. Además, los procesos de limpieza y clasificación del grano se producen a una temperatura reducida de 15 °C, esto se debe a que, si el grano se encuentra húmedo, podría ser atacado por insectos y hongos si la temperatura superase los 15 °C. Por tanto, es importante tener un control de la temperatura por las posibles infecciones que puedan producirse.

La malta se almacena en unos silos diseñados para garantizar y mantener permanentemente la calidad de esta materia prima.

2.3.2 Malteado

El malteado consiste en la mezcla de los granos de cebada, para conseguir el color y la transparencia de la cerveza deseada según la receta.

Este proceso tiene tres fases claves, que tienen un control de la temperatura, humedad y flujo del aire, y las cuales se describen en la siguiente tabla:

Tabla 2 - Fases del proceso de malteado (elaboración propia)

Fases	Descripción
1ª Fase: Remojo	El remojo tiene lugar en agua a una temperatura de 67 °C.
2ª Fase: Germinación	La cebada remojada está sometida a unas condiciones controladas.
3ª Fase: Secado	La cebada ya germinada se seca mediante aire caliente y se acaba la elaboración de malteado.

2.3.3 Macerado

La maceración consiste en someter a la mezcla obtenida en el proceso anterior a una serie de etapas en las que se busca cambiar la estructura química de la misma, a través de la acción realizada por las enzimas constituyentes. Durante las diversas etapas la mezcla se va sometiendo a distintas temperaturas con el fin de activar la enzima óptima en cada etapa. El objetivo de activar estas enzimas es que actúen reduciendo las cadenas largas de azúcares en otras más simples y fermentables.

Como ya se ha indicado, la maceración es uno de los procesos con mayor consumo de vapor dentro de la industria cervecera, consituyendo aproximadamente el 50% del consumo total.

Al final del proceso realizado por las enzimas se produce una subida de temperatura, lo que provoca que estas queden inactivas. Después se procede a la filtración y clarificación de la masa resultante, terminando por último con una nueva subida de temperatura (82 °C) de la mezcla para destruir definitivamente todas las enzimas.

2.3.4 Filtrado

En esta etapa se separa el mosto (parte líquida extraída del grano en el elaborador) del bagazo (restos sólidos). La filtración se realiza en una cuba o filtro prensa y el mosto se recircula hasta que se clarifica por completo, formándosele la capa filtrante.

2.3.5 Cocción

La cocción suele tener una duración aproximada de dos horas, y con ella se busca destruir todos los microorganismos que hayan podido entrar en el mosto. En esta etapa también se controla el pH de la mezcla y la tarea fundamental es la adición del lúpulo, que tiene la misión de frenar por completo el proceso enzimático y darle un aroma característico al mosto.

Para terminar, se retira el lúpulo y rápidamente se pasa a la fermentación para evitar que el mosto se infecte.

2.3.6 Fermentación

En este proceso se añade levadura al mosto, pero no puede realizarse a más de 35 °C. Por ello primero se enfria (refrigeración) previamente hasta los 8 °C variando la temperatura final en función del tipo de cerveza que se quiera producir. Si el estilo que se quiere es *lager*, el mosto va al fermentador a unos 10-15 °C y si es *Ales*, por ejemplo, a unos 16-20 °C.

La función de la levadura consiste en, una vez acabado el oxígeno, consumir el azúcar y transformarlo en alcohol y anhídrido carbónico. La cerveza tipo *lager* por ejemplo, pasadas una o dos semanas de fermentación, son ya filtradas, pasteurizadas y envasadas con CO_2 , listas para su distribución y consumo.

Por tanto, la cerveza es el producto de la fermentación del mosto y se va afinando posteriormente en su variable estancia en las bodegas.

2.3.7 Maduración

La cerveza va madurando mas o menos tiempo dependiendo del tipo de cerveza, tras lo cual se filtra para eliminar posibles partículas que queden en suspensión para quedar brillante y lista para su envasado.

Terminada esta etapa se considera que la cerveza ya está lista para ser consumida.

2.3.8 Envasado

Normalmente en los departamentos de producción de la cervecera existen varios tanques que se usan como bodega para guardar la cerveza antes de embotellarla. En esta etapa la cerveza debe de permanecer refrigerada a unos 0-1 °C y no debe permanecer en la bodega más de tres o cuatro días para así evitar que sufra deterioro.

2.3.9 Lavado de envases retornables

Esta no es una etapa como tal del proceso de elaboración de la cerveza, pero es una tarea que realizan prácticamente todas las empresas del sector cervecero de carácter industrial. Consiste en la devolución de los recipientes vacíos a las cervecerías por parte de los consumidores (normalmente restaurantes y bares).

Estos envases retornables son las botellas, las cuales se llenan de agua, sosa cáustica (NaOH), gluconato sódico y un humedecedor para luego ser limpiadas en la lavadora. En el lavado, las botellas también experimentan alteraciones provocadas de la temperatura que ayudan a que el enjuague sea completo.



Figura 2 - Esquema de los procesos involucrados en la elaboración de la cerveza (Google imágenes)

2.4 Consumo energético en la producción de la cerveza

En este subcapítulo se analiza cual es el consumo energético horario y total de la industria de estudio. El consumo total se refiere a toda la energía consumida en la fábrica en un año de producción completo, y el horario es el consumo diario por horas que tiene la planta debido a la producción de cerveza. En este estudio solo nos centraremos en el consumo térmico de la planta y no se atenderá el consumo eléctrico. La cuantificación del consumo térmico nos servirá para el posterior dimensionado del campo solar que trate de satisfacer esa demanda de energía.

La industria de la cerveza ocupa aproximadamente el 40% del total de la energía primaria en el sector de las bebidas lo que supone un dato muy significativo. Su volumen de producción presenta un aumento entre los años 2002 y 2012 donde su consumo en cuanto a gas natural y energías renovables ha tenido una subida, mientras el consumo de fuelóleo ha ido en decadencia. Esto es un dato positivo debido a la contaminación que produce el fuelóleo frente al gas natural.

En comparación con otras industrias del sector alimentario, como pueden ser la industria cárnica o la láctea, el consumo energético de las cerveceras no es tan alto, pero sí para tener en cuenta como consecuencia del aumento de producción debido al consumo en alza de dicho producto. La producción de cerveza tiene unos procesos que requieren más consumo térmico que otros, como la fermentación o el embotellado, los cuales ocupan casi el 90% de la parte del consumo de energía total en los procesos que requieren energía térmica.

Con los datos de las temperaturas y tiempo de duración de los procesos se elabora la gráfica siguiente:

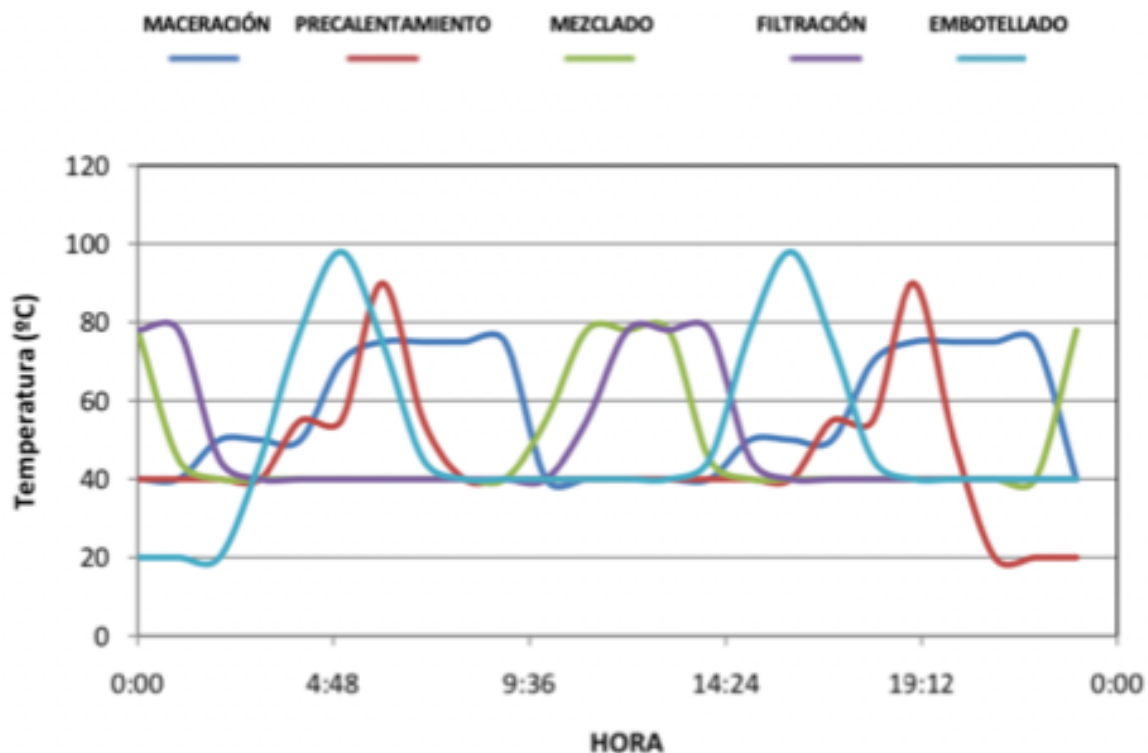


Figura 3 - Perfil de temperaturas horario de los procesos térmicos (6)

La fábrica sobre la que se está realizando el estudio presenta unos consumos de energía térmica que se han aproximado constantes en los meses del ultimo año. Esto significa que el consumo anual total se calcula tomando el consumo en un mes y multiplicandolo por el número de meses que hay de producción, donde en este caso es una producción ininterrumpida durante todos los meses del año. El valor del consumo anual total es de 5 GWh aproximadamente.

El consumo anual se conoce gracias a los datos de potencia térmica diaria demandada por el proceso que facilita la empresa. La potencia no es constante para cada hora del día, sino que va variando. El perfil de potencia diario se representa en la tabla que viene a continuación.

Tabla 3 - Perfil de potencia térmica horaria demanda al día (6)

Hora	Potencia Térmica (MW)
0	0,2
1	0,4
2	0,6
3	0,7
4	1,2
5	1
6	0,6
7	0,7
8	0,17
9	0,3
10	0,4
11	0,4
12	0,5
13	0,6
14	0,6
15	0,8
16	1,05
17	0,6
18	0,6
19	1
20	0,1
21	0,4
22	0,4
23	0,4

El mismo perfil de consumo se representa gráficamente en la Figura 4 con el fin de poder examinar mejor la evolución del consumo térmico durante un día de producción. Aquí se puede apreciar que existen varios picos donde la potencia térmica demandada por el proceso alcanza un valor de 1 MW siendo el valor máximo 1,2 MW.

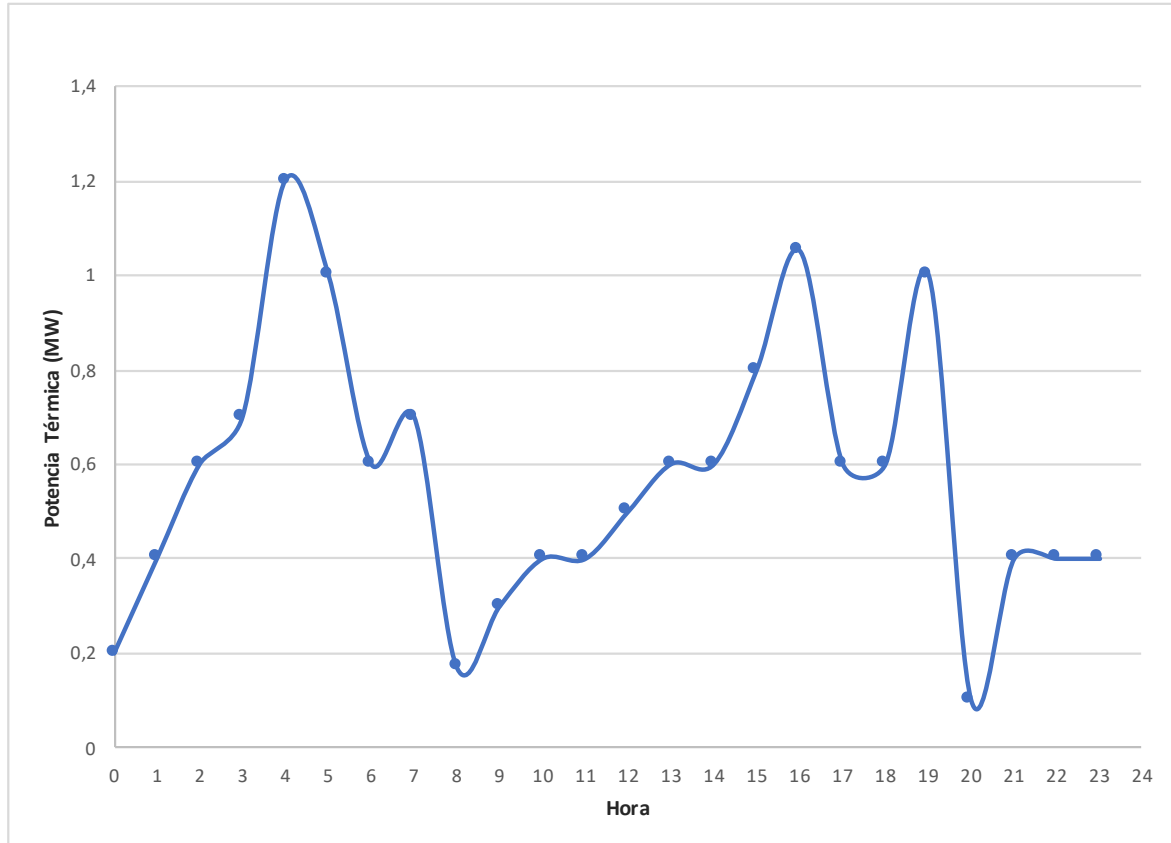


Figura 4 - Perfil de consumo energético horario (elaboración propia)

Este perfil horario de potencia térmica demanda por el proceso se repite día a día para todos los días de producción, es decir, los 365 días del año. La demanda energética de la fábrica tiene por tanto un perfil diario constante y por ello es inevitable pensar que el campo solar deba tener un sistema de almacenamiento de energía que cumpla con la demanda, realizando función de la caldera auxiliar de producción de vapor. Con estos datos de consumo de energía térmica tenemos lo necesario para realizar el dimensionamiento del campo solar destinado a cubrir la demanda de la fábrica.

3 EL RECURSO SOLAR

3.1 Concepto de radiación solar

En términos de energía el sol puede definirse como una gran fuente “inagotable” de calor de la mayor calidad posible debido a la alta temperatura a la que se encuentra, unos 5777 grados Kelvin. Se trata de la principal fuente de energía para la Tierra pues sin él no hubiese sido posible la existencia de vida en nuestro planeta.

La radiación que emite este gigantesco reactor nuclear incide en todo el globo terrestre y debido a los movimientos de translación y rotación de la Tierra emitirá con mayor o menor intensidad dependiendo del punto en concreto en el que nos encontremos. En términos de potencia se considera que la radiación emitida por el Sol es de $3,8 \times 10^{23} KW$, de los cuales interceptan en la Tierra $1,7 \times 10^{14} KW$. La demanda energética mundial podría abastecerse si se aprovechara tan solo la radiación solar incidente en el 3% de la superficie desértica de la Tierra.

Cabe destacar que no toda la radiación emitida por el Sol sería aprovechable en la superficie terrestre ya que en el camino hacia la Tierra la radiación incide primero en la atmósfera, de donde se refleja el 30% hacia el espacio. Del 70% restante de radiación tan solo el 25% llega directamente, un 26% se convierte en radiación difusa hacia la superficie y un 19% es absorbido por nubes y gases atmosféricos. De modo que la radiación solar que llega a la atmósfera terrestre puede ser dispersada, reflejada o absorbida dependiendo de la longitud de onda y del tamaño y naturaleza de la sustancia que conforma a la atmósfera.

Un concepto importante es el de Constante Solar que se denomina como el valor de la potencia que recibe la atmósfera desde el exterior por unidad de superficie perpendicular a la radiación emitida por el Sol cuando la Tierra y él se encuentran a su distancia media. Tiene un valor estándar constante (dependiendo de los ciclos solares) de aproximadamente $1367 W/m^2$ y que varía unas decimas por ciento.

3.2 Componentes de la radiación solar

La atmósfera terrestre interviene directamente en la relación de incidencia producida entre la radiación solar y la superficie terrestre. Dependiendo de la longitud de onda de la energía transmitida por la radiación y de la naturaleza de la sustancia que conforma a la atmósfera, se producen tres fenómenos:

Dispersión:

Los gases contenidos en la atmósfera desvían parte de la energía de la radiación que viaja en línea recta desde el Sol, creándose así la radiación difusa. Este efecto es el culpable de que zonas o áreas de la superficie en las cuales haya sombra estén iluminados, aunque no les llegue luz solar directa, y es gracias a la luz difusa. Un hecho interesante es que dependiendo de la hora y lugar en el que estemos, el color del cielo puede ir variando según el tamaño y número de partículas presentes en la atmósfera. Las partículas atmosféricas grandes producen un cielo de color blanco, las partículas pequeñas dan ese tono rojizo a los atardeceres y con aire claro el cielo se ve color celeste-azul.

Reflexión:

Existe una fracción de la radiación incidente que acaba siendo reflejada al espacio, y es aproximadamente el 30% de la total. De esta cantidad, el 20% es reflejado por las nubes, un 6% es reflejado desde la atmósfera y un 4% desde la superficie terrestre. Esta parte reflejada de la energía solar que no interviene en el calentamiento de la atmósfera, se llama albedo y es variable dependiendo del lugar e instante dado.

Absorción:

La atmósfera está compuesta por distintos gases, estos son mayoritariamente nitrógeno, oxígeno, dióxido de carbono, ozono y vapor de agua, y absorben selectivamente la radiación solar dependiendo de las longitudes de onda.

Un mal absorbente de radiación solar sería el nitrógeno, mientras el oxígeno y el ozono son buenos absorbentes

de radiación ultravioleta en longitudes cortas ($\lambda < 0,29 \mu\text{m}$). El vapor de agua resulta ser un buen absorbente en longitudes más largas. En definitiva, para el rango de longitudes de onda entre 0.3 y 0.7 ningún gas componente de la atmósfera es buen absorbedor por lo que en la región de luz visible existe un vacío, que corresponde a una importante fracción de la radiación solar. Esta es la razón por la que la radiación visible llega a la Tierra y por ello la atmósfera es transparente a la radiación que proviene del Sol.

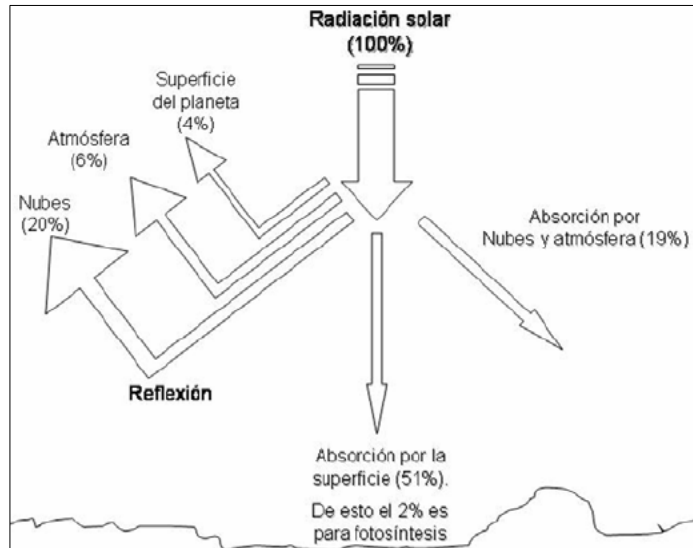


Figura 5 - Esquema de la distribución de la radiación solar en el sistema tierra – atmósfera (Google imágenes)

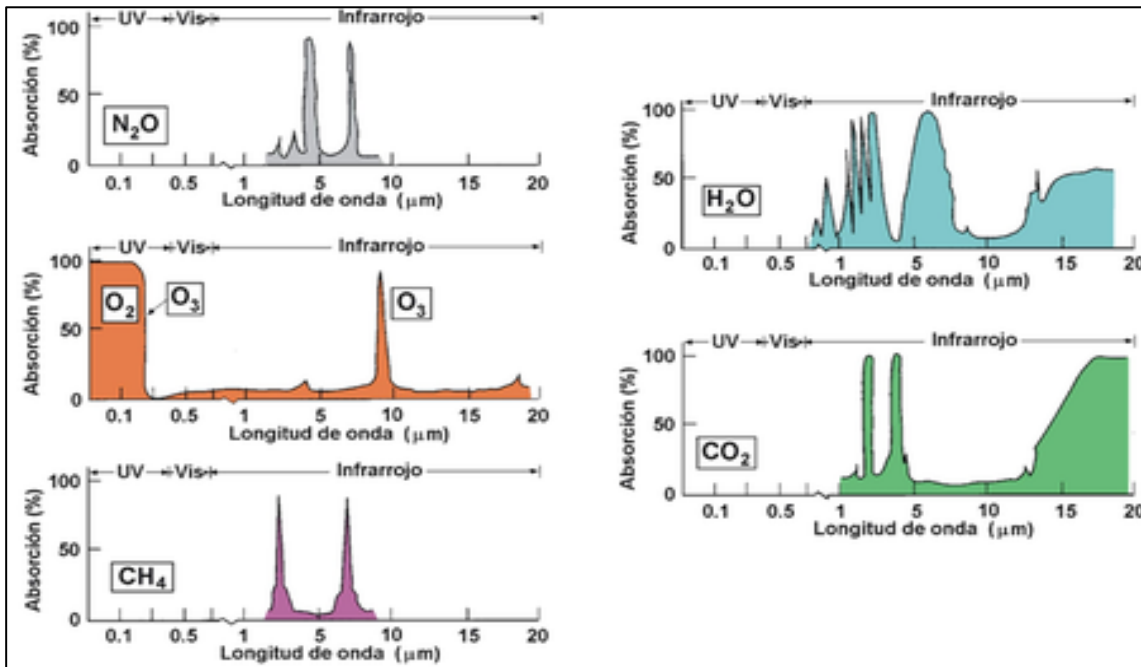


Figura 6 - Absorción de radiación por diferentes gases de la atmósfera (Google imágenes)

En definitiva, las complejas interacciones de la atmósfera terrestre con la radiación solar provocan la descomposición de esta en radiación solar directa, radiación solar difusa, radiación solar reflejada (de albedo) y radiación solar global.

Esta última, la global, es la suma de la directa y la difusa. A veces se le añade el valor de la reflejada, siendo también común incorporar el valor de la reflejada a la radiación difusa. Esto depende fundamentalmente de si lo que se evalúa es la radiación solar total que se recibe del Sol o la que se considera aprovechable en la superficie terrestre.

3.3 Posición relativa sol – superficie terrestre

La posición del sol relativa a una superficie se establece como una función que relaciona la posición solar en la esfera celeste y la posición de dicha superficie sobre el plano horizontal al que pertenece. Esta posición viene caracterizada por dos ángulos, que pueden verse en la siguiente imagen.

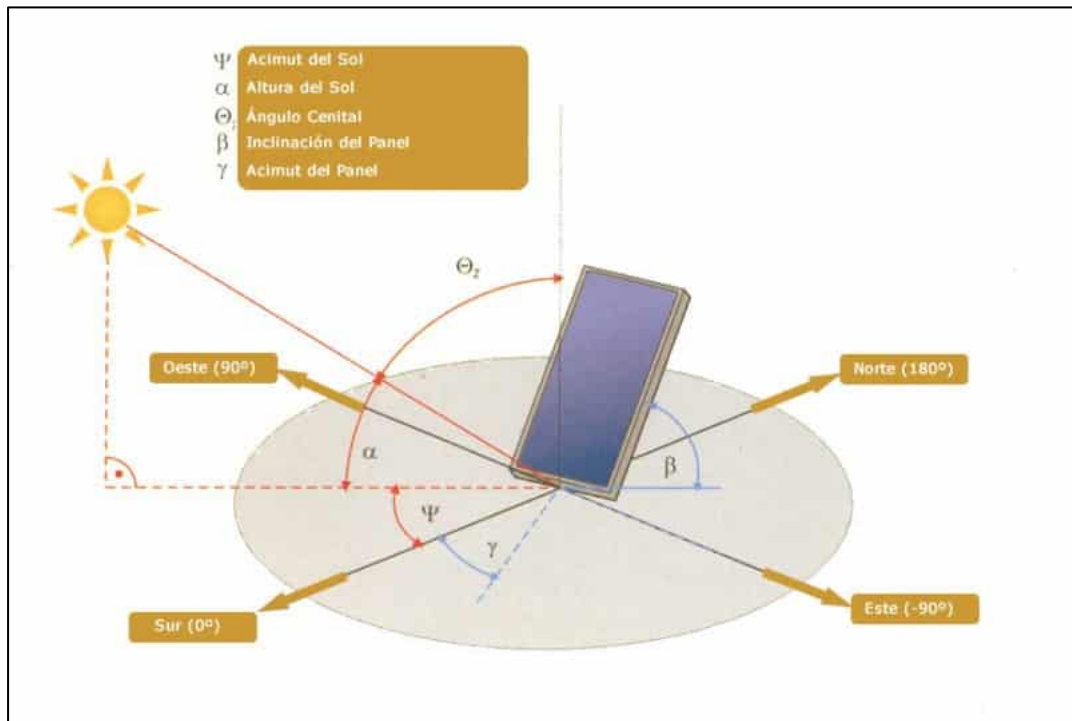


Figura 7 - Posición del sol respecto a una superficie (Google imágenes)

La irradiación solar que recibe la superficie está influenciada por el ángulo de incidencia, Φ , que forman la normal a la superficie y los rayos solares. Se define pues el Acimut del Sol y la pendiente o inclinación de la superficie mostrada en la imagen anterior.

- El ángulo acimutal, γ , también llamado orientación, que forma la proyección de la normal a la superficie sobre el plano horizontal con el plano meridiano del lugar. Se cuenta a partir del punto cardinal Sur, de 0° a $\pm 180^\circ$, positivamente hacia el Este y negativamente hacia el Oeste.
- La pendiente o inclinación, β , de la superficie, que es el ángulo formado por dicha superficie con el plano horizontal. Se mide de 0° a 180° . Si $\beta > 90^\circ$ la superficie estaría enfrentada al suelo.

3.4 Distribución geográfica de la radiación solar

Debido a la forma esférica de la Tierra, a las características de su superficie y a su posición con respecto al sol, la cantidad de energía que proviene del sol e incide en cada punto de la Tierra no es constante. Esto hace que existan lugares más idóneos y aprovechables que otros para instalar y explotar centrales de captación de energía solar.

A la franja situada entre las latitudes $\pm 35^\circ$ respecto al ecuador, se le llama coloquialmente “cinturón solar”, y se identifica con la zona descrita en la Figura 8 con colores más rojizos. En dicha franja los niveles de radiación son mayores de $1700 \text{ kWh} / \text{m}^2$ al año, lo que hace que los países incluidos en este área con semejante potencia, tengan la atracción de poder generar electricidad solar térmica con unos costes aceptables.

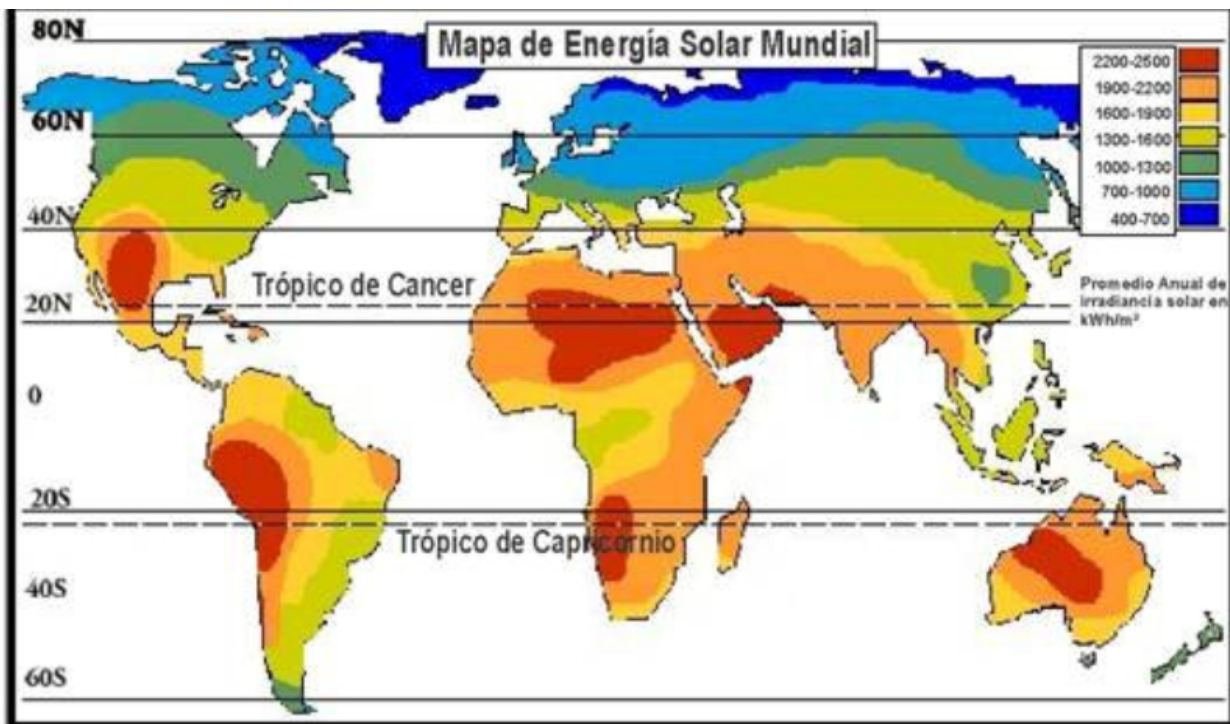


Figura 8 - Mapa mundial del reparto de la intensidad de la energía solar por zonas (Sigma Solar)

España no se sitúa dentro de este cinturón solar y a pesar de tener anualmente una irradiación global media que oscila entre los 1200 y los 2000 kWh / m^2 , según la zona que se estudie, también dispone de unos magníficos datos de radiación.

Además, España tiene la ventaja de disfrutar ampliamente de la luz solar con una media de 2500 horas de sol aseguradas al año. La poca nubosidad, la baja humedad ambiental, el clima seco y la incidencia de los rayos solares hacen que España tenga unos valores de radiación directa envidiables. Aun así, existen diferencias evidentes entre las distintas comunidades españolas. Según los datos disponibles, existe un gran contraste entre las comunidades del Cantábrico, que rondan las 1700 horas de sol al año, y las mediterráneas, que alcanzan las 2750 horas de sol anuales.

Estas diferencias están motivadas por la presencia de varias zonas climáticas en el interior de la Península Ibérica, lo que explica por qué algunas zonas del norte de España reciben menos horas de sol que incluso regiones del centro de Europa, como Viena, que tiene 1890 horas de sol anuales. Las provincias del sur de Andalucía y Canarias son las que concentran mayor número de horas de sol al año, alcanzando las 3000 horas anuales.

Es aquí donde entra el interés del estudio de este proyecto concerniente a la empresa Heineken, que tiene situada su fábrica en la provincia de Sevilla. En la comunidad autónoma de Andalucía y concretamente en Sevilla, la irradiación global media toma valores muy altos, siendo esto una razón de peso para el desempeño de cualquier proyecto de instalación de un campo de captación de energía solar.

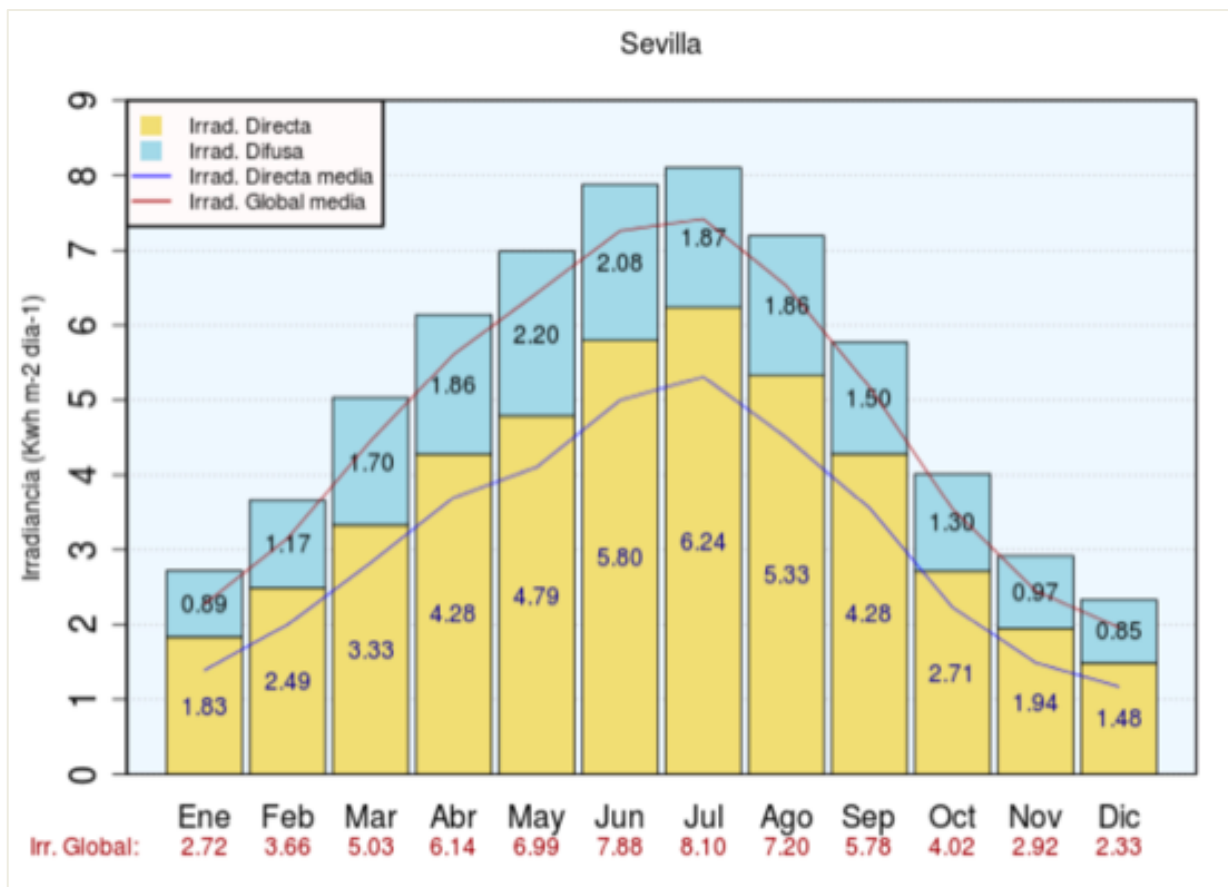


Figura 9 - Distribución anual de la irradiación en Sevilla (AEMET)

En la gráfica anterior se representan los ciclos anuales medios interpolados a la provincia de Sevilla, de la irradiación directa (barras amarillas) y difusa (barras azules) junto con los valores medios mensuales de irradiación global (línea granate) y directa (línea azul). La suma de las barras azules y amarillas representan la irradiación global media mensual para la ciudad de Sevilla, siendo esta representación útil para evaluar de manera sencilla la aportación de la irradiación difusa (azul) a la irradiación global. Los valores que aparecen dentro de las barras corresponden a los valores de irradiación en las unidades marcadas en el eje Y del gráfico.

Es interesante comentar que en el mes de Julio se cuando se registran los valores máximos de irradiación global y directa, mientras que en diciembre corresponden los valores mínimos. Esta norma general no se cumple para algunas capitales ya que, en algunas de ellas los valores máximos corresponden al mes de junio. Esto sucede en algunas ciudades del norte como Coruña, Santander y Bilbao.

Como norma general la radiación difusa representa aproximadamente un tercio de la radiación global en cada localización, con la excepción de las regiones del norte peninsular y Canarias, donde la fracción que representa la irradiación difusa en la irradiación global es obviamente más importante debido a la existencia de mayor nubosidad. A modo de ejemplo, podemos apreciar esto en la siguiente gráfica interpolada a la ciudad de La Coruña.

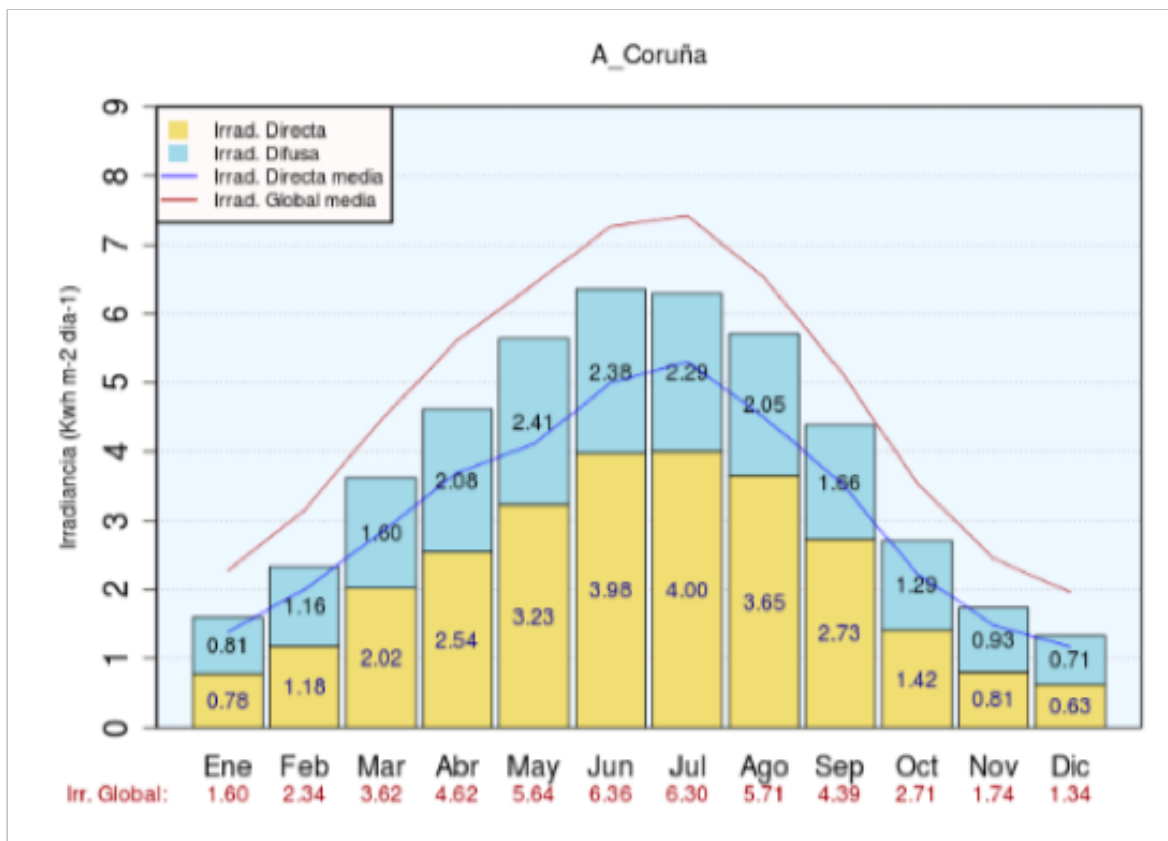


Figura 10 - Distribución anual de la irradiancia en La Coruña (AEMET)

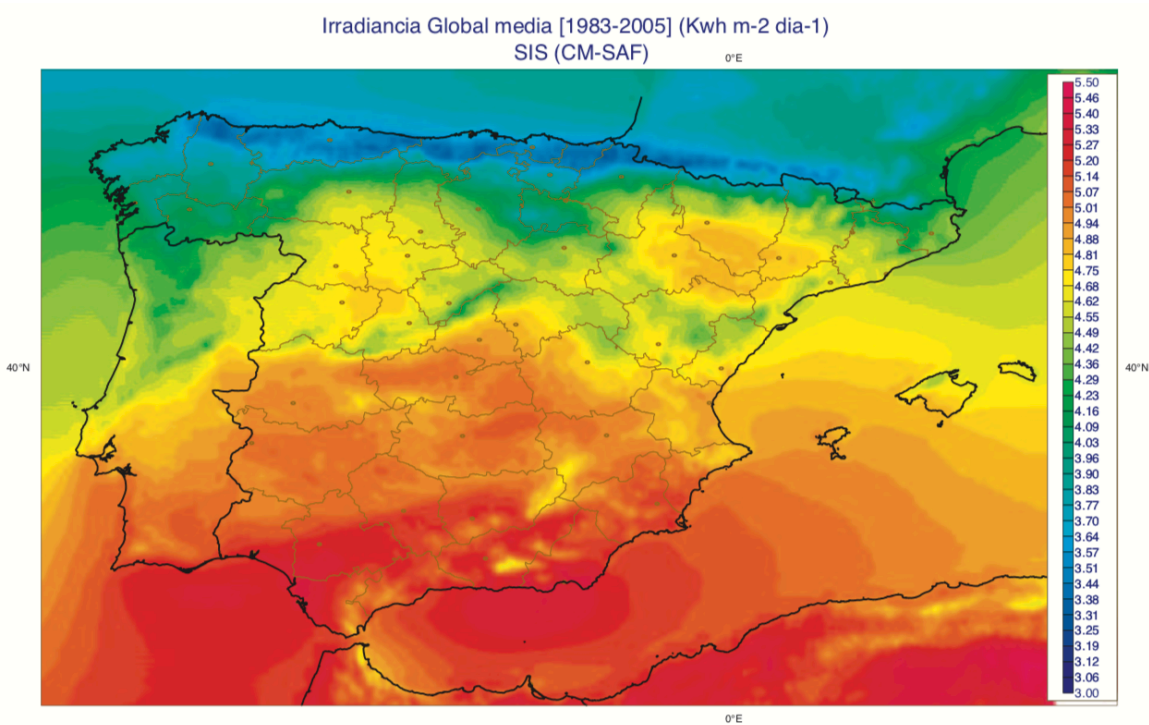


Figura 11 - Mapa de Irradiación global en España en el plano horizontal (AEMET)

4 TECNOLOGÍAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR TÉRMICA

Existen variantes tecnológicas para el aprovechamiento de la energía solar, como los sistemas fotovoltaicos o los sistemas de energía solar de baja temperatura, pero este capítulo del trabajo se centrará en un tercero, los sistemas termosolares de concentración solar, que son aquellos que aprovechan la energía solar concentrando la radiación solar, como su propio nombre indica. No toda la radiación que proviene del sol se puede concentrar, únicamente aquella que en el capítulo previo hemos definido como radiación directa. La condición para tener radiación directa es que el día tenga un cielo claro, es decir, que no haya nubes, entre otras condiciones.

El objetivo de dicha concentración es alcanzar altas temperaturas y por consiguiente obtener una alta exergía. Para todo ingeniero la exergía se trata de una variable muy importante ya que mide la calidad de la energía. Esta representa el trabajo útil máximo que se puede obtener de un sistema al evolucionar este hasta llegar al equilibrio termodinámico con el medio ambiente. La radiación directa se convierte en calor cuando es concentrada y dicho calor se puede utilizar en multitud de procesos. El calor de proceso tiene importantes usos como procesos químicos y de tratamiento de materiales o para refrigeración por absorción entre otros procesos industriales.

Cuando se realiza la concentración de la radiación para la conversión en calor se producen muchas pérdidas que siempre tratan de reducirse al máximo. Para ello se busca el más alto grado de concentración posible a expensas de que dichas pérdidas son proporcionales al área de captación (A) y la temperatura (T) de la superficie de captación, como se indica en la ecuación aproximada (1.1).

$$P_L = A * T^4 \quad (1.1)$$

Las pérdidas serán menores cuanto más reducida sea el área y la temperatura de operación será mayor cuanto mayor sea la relación de concentración. Se definen dos relaciones de concentración, la geométrica y la de flujo, que vienen a significar lo mismo, pero una relaciona el área del captador (A_{in}) y del absorbedor (A_{out}) y la otra relaciona la irradiancia que incide en el concentrador (F_{out}) y la que sale (F_{in}).

$$C_g = \frac{A_{capt}}{A_{abs}} = \frac{A_{in}}{A_{out}} \quad (1.2)$$

$$C_{flux} = \frac{F_{out}}{F_{in}} \quad (1.3)$$

Lo ideal sería que la irradiancia se conserve y por tanto ambas relaciones serían iguales, pero esto no sucede, sino que la relación geométrica es mayor que la de flujo y por tanto la irradiancia a la salida del captador resulta superior. Con estos conceptos se puede definir el etendue, que relaciona las áreas y ángulos de entrada y de salida que son representados en la Figura 12 y que se conserva en el caso ideal. La expresión es la igualdad que se representa en la ecuación (1.4).

$$A \sin^2 \theta = A' \sin^2 \theta' \quad (1.4)$$

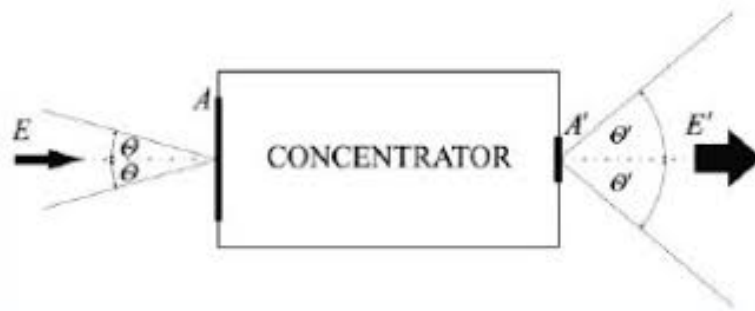


Figura 12 - Relación de concentración en un captador – absorbedor (9)

La tecnología termosolar está basada en el concepto de la concentración de la radiación solar para calentar un fluido térmico o producir vapor para ser empleado en algún tipo de proceso que requiera energía térmica o en otro caso para generar energía eléctrica en una planta eléctrica convencional.

Un aspecto básico de la tecnología termosolar es que puede aprovechar solamente la radiación directa, ya que la difusa no puede ser concentrada. Existen dos métodos de concentración principales y se distinguen por la forma y relación del concentrador y del receptor. Estos métodos son los dos siguientes:

- Puntual: Los sistemas de concentración puntual constan de colectores con seguimiento en dos ejes. Con este método se logran grandes concentraciones de radiación lo que se traduce en elevadas temperaturas de trabajo.
- Lineal: Estos sistemas tienen un solo grado de libertad por lo tanto son más fáciles de instalar, sin embargo, tienen la desventaja de tener un factor de concentración menor por lo tanto alcanzan menores temperaturas que la concentración puntual.

A día de hoy se han desarrollado cuatro sistemas de aprovechamiento de la radiación solar que hacen uso de los métodos antes descritos para la producción de energía térmica. Estos sistemas son:

- Sistema de receptor central
- Disco parabólico
- Concentradores lineales
- Concentradores cilindroparábolicos

A continuación, en los siguientes apartados se llevará a cabo una breve descripción técnica de estos sistemas

4.1 Sistema de receptor central

Consisten en un campo de heliostatos que siguen la posición del sol en todo momento y orientan el rayo reflejado, concentrando la radiación solar hacia un receptor situado en la parte superior de una torre. Debido a los altos flujos de radiación incidente, se pueden alcanzar altas temperaturas e integrarse en ciclos de gran eficiencia de forma escalonada, alcanzando altos factores de capacidad.

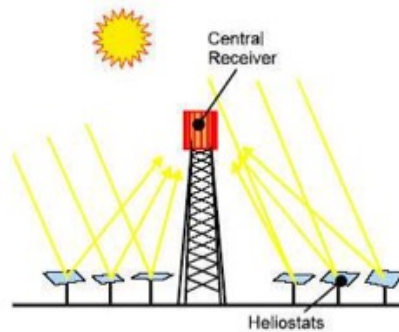


Figura 13 - Sistema de receptor central con sus heliostatos (de torre) (Google imágenes)

Aunque ya se ha demostrado con plantas experimentales la viabilidad y maduración de esta tecnología, su comercialización apenas ha arrancado aún y los costes permanecen elevados. Desde el punto de vista de la termodinámica, se prevee que esta tecnología puede alcanzar mayores eficiencias que la tecnología de los CCP.

4.2 Disco parabólico

Estos sistemas son pequeñas unidades independientes que se componen de un concentrador con forma de paraboloide de revolución y concentran la radiación solar que reflejan sobre un foco (receptor térmico) donde se sitúa generalmente un motor Stirling.

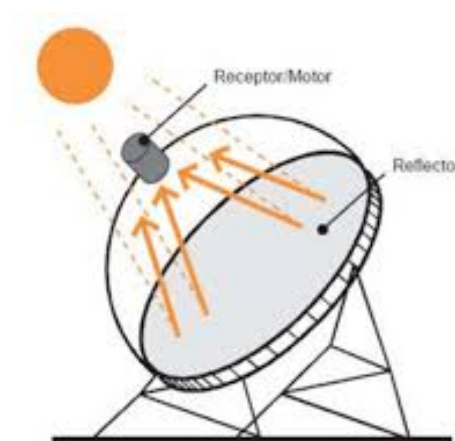


Figura 14 - Disco Parabólico (Stirling) (Google imágenes)

Son los sistemas que mayor eficiencia muestran en la conversión de la radiación solar concentrada a energía eléctrica. Su desventaja radica en que los costes de explotación son muy elevados como consecuencia de la escasa experiencia operacional que se tiene en cuanto a su puesta en marcha y mantenimiento, por tanto, sus costes de explotación comercial resultan muy altos.

4.3 Concentradores lineales Fresnel

Es la última tecnología de concentración que apareció, surgiendo como una alternativa de bajo coste a la tecnología de los CCP. Son captadores de foco lineal, donde sus largos y estrechos reflectores, con ejes de giro independientes y paralelos, reflejan la radiación solar directa sobre el tubo receptor fijo que se sitúa encima de ellos.

La desventaja que presentan con respecto a los CCP es que la concentración de radiación que alcanzan es más baja y por consiguiente la temperatura máxima está limitada.

Actualmente se encuentran en una fase de desarrollo inferior a las demás tecnologías, pero gracias a su simplicidad y bajo coste, está experimentando un rápido desarrollo. Suele ser atractiva de implementar cuando el terreno disponible es reducido.

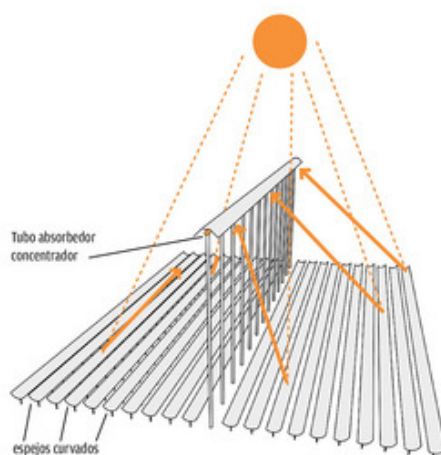


Figura 15 - Concentrador lineal Fresnel (Google imágenes)

4.4 Concentradores cilindroparábolicos (CCP)

Por último, están los sistemas de canal parabólico o tecnología de captadores cilindroparábolicos (de siglas CCP) que es la tecnología más madura debido a que está muy clara y desarrollada. Es la más importante para el objeto de estudio de este proyecto, ya que será la tecnología en la que se basará el campo solar que diseñaremos.

El funcionamiento de un CCP se basa en seguir el movimiento del Sol para que los rayos incidan perpendicularmente en la superficie de captación. La radiación solar directa es reflejada por la superficie reflectante sobre un tubo absorbedor que está colocado en la línea focal de la parábola, por el cual fluye un fluido transmisor de calor (normalmente es un aceite térmico) que va aumentando su temperatura. El fluido se va calentando, para luego, mediante un intercambiador de calor, producir vapor de agua con el fin de alimentar algún proceso industrial que requiera calor (aplicaciones SIHP), o para producir energía eléctrica mediante un ciclo Rankine en una central termosolar.

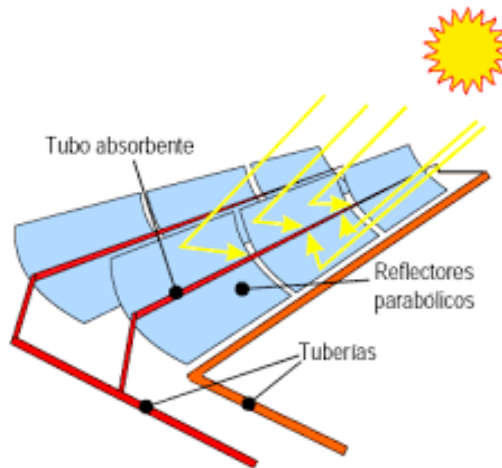


Figura 16 - Captador Cilindro-Parabólico (Google imágenes)

Los procesos industriales que requieren altos consumos de energía térmica, como ocurre en nuestro caso, son los mejores candidatos para aplicaciones SIHP. Los CCP concentran la radiación sobre un foco lineal, poseyendo un solo grado de libertad para seguir al Sol, por lo que consiguen mayores concentraciones de radiación y alcanzan temperaturas de trabajo más elevadas y por ello son actualmente los concentradores solares de foco lineal más eficientes.

Analizaremos para este proyecto la tecnología de los CCP más profundamente, ya que como se ha dicho anteriormente, será la tecnología que se implantará en nuestro campo solar. Los componentes principales del campo solar compuesto por concentradores cilindroparabólicos son los siguientes:

4.4.1 Reflector cilindroparabólico

El reflector o también llamado concentrador, es un espejo que por su forma geométrica parabólica sirve para reflejar la radiación solar directa que incide en él y la concentra sobre el tubo absorbedor que se encuentra en la línea focal de la parábola.

Este componente está compuesto por un soporte de chapa metálica, plástico o vidrio, que aporta la rigidez necesaria a la estructura, y sobre este se depositan materiales altamente reflectantes como pueden ser plata o aluminio. El material de soporte más utilizado es el vidrio, que por su durabilidad se degrada menos que los otros dos en la intemperie y por ello es el que nos resulta más interesante para una instalación como la que será objeto de este proyecto.



Figura 17 - Reflector de un captador (Google imágenes)

Sobre la cara posterior del vidrio hay una fina película de plata que está protegida por una capa de cobre y una de pintura epoxi. Para dar al soporte la forma parabólica existen dos métodos en función del grosor del vidrio.

- Si el vidrio es grueso (espesor mayor a 3 mm), este se debe trabajar en caliente, puesto que en frío no es suficientemente flexible.
- Si el vidrio es delgado (espesor inferior a 1,5 mm), son suficientemente flexibles como para pegarlos sobre chapas que le otorguen la curvatura adecuada.

Un captador de este tipo está formado por varios módulos, como se puede ver en la Figura 17, que están unidos en una misma estructura, y controlados mediante un sistema de accionamiento.

En la biblioteca que proporciona el programa SAM, que usaremos más adelante para el diseño del campo solar, se pueden ver distintas opciones de modelos comerciales de captadores que se podrán escoger. Entre ellos se encuentran modelos conocidos como el EuroThrough ET150, los Luz LS-2 y Luz LS-3, el Siemens Sunfield 6 y otros tantos más.

4.4.2 Tubo absorbedor

El tubo absorbedor de calor consta de dos tubos concéntricos separados por un espacio de vacío o relleno por un gas. El tubo interior es metálico y es por donde circula el fluido térmico caloportador mientras el exterior es de cristal.

El tubo interior tiene un enorme rendimiento térmico debido a que es tratado con un recubrimiento selectivo que puede consistir en una fina capa de cromo, níquel, cobalto u otro acabado conseguido mediante Sputtering o Deposición Física de Vapor (PVD son las siglas en inglés). El recubrimiento otorga al tubo las propiedades útiles para su uso, como, una elevada absorptividad a lo largo del espectro solar y una baja emisividad en el espectro infrarrojo. Ambas propiedades le aportan un gran rendimiento térmico.

El tubo exterior cumple dos propósitos: el primero es el de proteger el recubrimiento selectivo del tubo interior y el segundo, minimizar las pérdidas térmicas por convección. Se suele utilizar un tratamiento antirreflexivo en ambas caras del tubo exterior de vidrio, que logra mejorar la transmisividad y aumentar el rendimiento óptico del captador.

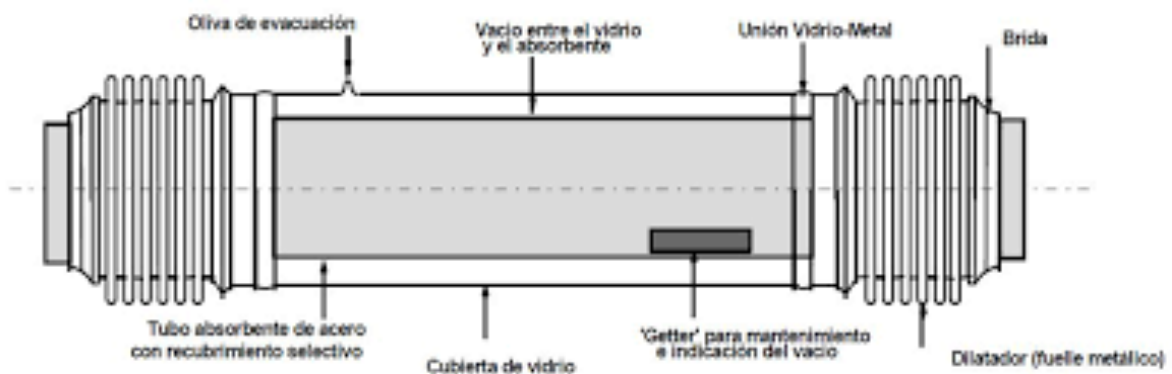


Figura 18 - Esquema de un tubo absorbedor y sus partes (Google imágenes)

El vacío necesario entre los dos tubos se consigue soldando cada tubo, el de metal y el de vidrio, por separado a un fuelle metálico que soporta las distintas dilataciones de cada material cuando van variando su temperatura. Así se logra flexibilizar la unión entre los tubos, evitando que se produzcan grietas por donde pueda entrar aire a la zona del vacío.

Otro mecanismo común en estos casos para crear el vacío son los llamados *getters* (concepto sin traducción directa del inglés), que se colocan en el espacio del vacío por la propiedad que tienen de reaccionar químicamente o por absorción, con cualquier molécula de gas que pudiera penetrar en el espacio confinado, y así mantener el espacio libre de cualquier elemento externo.

Próximamente en el apartado 5.2.2 se comenta cual es el modelo de tubo absorbedor comercial que se escogerá para el diseño de nuestro campo solar.

4.4.3 Sistema de seguimiento solar

El sistema para el seguimiento solar de un CCP es un mecanismo que se compone de un dispositivo que gira el colector alrededor de un eje y así lo orienta siguiendo la trayectoria del Sol a lo largo del día. De este modo es posible concentrar la máxima radiación solar en el tubo absorbedor.

Hay dos tipos de mecanismos de accionamiento en función del tamaño del captador que se va a utilizar. Estos pueden ser hidráulicos o eléctricos, donde nosotros nos fijaremos en los hidráulicos, que tienen altos pares de giro, ya que dispondremos de captadores grandes para nuestro campo solar. Los mecanismos eléctricos se usan para los captadores de tamaño medio o pequeño, donde no se requieren elevados pares de giro.

El control de seguimiento del sol se consigue mediante control electrónico con sensores, que indican cuándo y cuánto girar, o mediante unos sistemas basados en algoritmos matemáticos que calculan y prevén con precisión las coordenadas del Sol con respecto al captador.

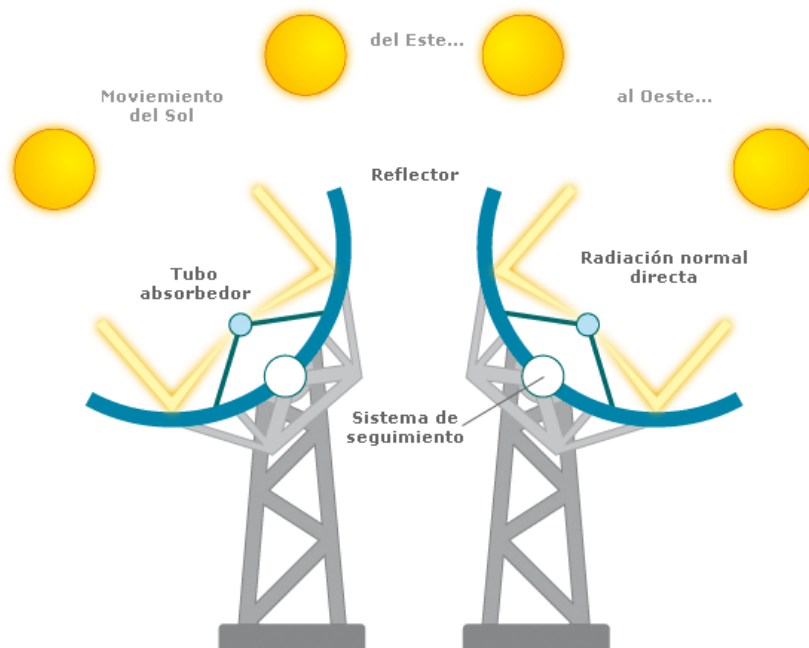


Figura 19 - Mecanismo de seguimiento solar de un CCP (Google imágenes)

El sistema de seguimiento no es algo que podamos elegir en nuestro diseño del campo solar, ya que en el programa SAM que usaremos más adelante, no se da la opción de elegir el modelo de mecanismo de seguimiento que se quiera.

4.4.4 Fluido caloportador de trabajo

El tipo de fluido de trabajo que circula por el interior de los tubos absorbedores depende de las temperaturas de trabajo asociadas al proceso, más concretamente de la temperatura que se desee alcanzar. Cuando las temperaturas son bajas en torno a los 200 °C o inferior, se suele utilizar agua desmineralizada, mientras que para temperaturas medias y altas entre 200 °C y 450 °C, suelen usarse aceites sintéticos.

Para temperaturas inferiores resulta útil usar otros modelos de colectores, distintos a los ya nombrados, que resultan más adecuados. Cuando se trabaja por encima de estas temperaturas (mayor de 450 °C) el incremento de las pérdidas térmicas se acentúa y por tanto el rendimiento se reduce considerablemente.

Un punto a favor del uso de aceite en detrimento del agua desmineralizada es que su presión de vapor a la

temperatura de salida deseada a la salida de los captadores es bastante menor que la que tendría el agua a esa temperatura. Por tanto, la fuerza que se ejercería sobre la pared del tubo sería menor, lo que se traduce en la posibilidad de poder usar materiales más baratos para las tuberías, simplificando por ello la instalación. También conviene considerar que la red de tuberías debe mantenerse a una presión siempre superior que la presión de saturación del fluido elegido, para evitar que se evapore.

Los aceites sintéticos se caracterizan por tener propiedades que interesan en los procesos de transferencia térmica, como es en nuestro caso. Algunas de estas características son:

- Buena capacidad de transferencia de calor
- Estabilidad química y baja o nula toxicidad
- Larga vida útil
- Baja volatilidad y viscosidad
- Bajo punto de fusión
- Buena resistencia a la oxidación
- Débil tensión de vapor
- Precios competitivos

En nuestra planta el fluido de proceso abandona el campo de colectores a aproximadamente 270 °C, temperatura a la cual la presión de saturación del agua sería aproximadamente 60 bares, por lo que tendríamos que mantener el sistema de tuberías a una presión superior.

Por suerte para la instalación y el gasto que supondrá, se decide seleccionar un aceite sintético que pueda trabajar a esa temperatura. Comercialmente existen varias posibilidades que se adaptan a las especificaciones de nuestro proceso. Entre ellas están los modelos VP-1 y 55 de la marca Therminol, una empresa muy conocida del sector de los aceites térmicos.

El modelo que se decide escoger es el Therminol 55 que tiene un rango de temperaturas desde los -18 °C hasta los 316 °C y una presión de vapor a la temperatura máxima de operación de 0,17 bares, por lo que se adapta perfectamente a los requerimientos de nuestra instalación.

4.4.5 Sistema de almacenamiento

El sistema de almacenamiento térmico es un dispositivo que permite a la planta solar continuar generando la energía demandada, aunque las condiciones de radiación no sean las suficientes. Es por tanto un sistema de apoyo energético para el proceso industrial asociado al campo solar.

Estos sistemas aprovechan la energía generada sobrante, que no es requerida por el proceso, para calentar un fluido térmico almacenado en uno o varios tanques. En los momentos en los que la radiación solar no es la suficiente para poder dar el aporte energético al campo solar, se enfría el fluido de almacenamiento para calentar el fluido de proceso permitiendo de esta manera continuar ininterrumpidamente la operación de la planta.



Figura 20 - Tanques de almacenamiento en una planta de CCP (Google imágenes)

La configuración de los sistemas de almacenamiento térmico (SAT) se basa normalmente en dos tanques, uno para el fluido caliente y otro para el frío. Las dos modalidades de almacenamiento más comunes son:

- a) El almacenamiento directo. En esta modalidad, el fluido térmico que circula por las filas de captadores del campo solar es el mismo fluido que se almacena en los tanques. Esto implica que haya un intercambio de materia entre el sistema de captación y el de almacenamiento. Para que se mantenga la presión de la planta en los valores de diseño, este intercambio de materia debe ser nulo (igual a cero), por lo tanto, cuando entra fluido térmico en el tanque caliente, ese mismo caudal debe extraerse en dirección al tanque frío.

En el momento que se genere más energía que la demandada (superávit), se debe extraer fluido hacia el tanque de mayor temperatura para luego introducir en el circuito del campo solar la misma cantidad de fluido, pero ahora perteneciente al tanque frío. Gracias a este sistema con intercambios de materia perfectamente equilibrados, se elimina la necesidad de un intercambiador entre el campo y los tanques, con el coste de tener un flujo continuo de entradas y salidas de los tanques.

- b) El almacenamiento indirecto. En este caso no hay solo un único fluido que circule por ambos sistemas, sino uno para el intercambio de calor en el campo y otro para los tanques de almacenamiento, más apropiado para esas necesidades. Para el sistema de almacenamiento se suelen usar sales fundidas ya que cumplen mucho mejor las condiciones de funcionamiento.

Aquí si se requiere un intercambiador para transferir el calor de los tanques a la planta y viceversa. Cuando la generación de energía sea mayor que la energía demandada, se bombean las sales fundidas del tanque frío al caliente, y a través del intercambiador se absorbe calor del fluido térmico. Por el contrario, cuando la demanda de potencia supera a la potencia generada por el campo, se transfieren las sales desde el tanque caliente al frío pasando a su vez por el intercambiador, y de esa manera se trasmite la energía al fluido térmico. Este sistema resulta más caro por la inversión que supone el intercambiador adicional, pero a la vez mejora el rendimiento del sistema de almacenamiento.

Otras opciones de fluidos como el agua no alcanzan una temperatura de evaporación suficientemente alta para las condiciones de los procesos, y otros como los aceites térmicos, tienen presiones de vapor excesivamente elevadas. Otro punto a favor de las sales fundidas es que son más estables y no contaminantes. Varias son las razones que hacen que las sales sean el fluido más utilizado en los sistemas de almacenamiento.

5 BASES PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL CAMPO SOLAR

5.1 Selección del emplazamiento

La selección del emplazamiento para el proyecto de construcción del campo solar, como no puede ser otro es la ciudad de Alcalá de Guadaíra, lugar donde está ubicada la fábrica de estudio. El recinto industrial donde se ubica la fábrica tiene una superficie total de 736.678 m^2 y su ubicación exacta en coordenadas se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4 - Coordenadas geográficas de la fábrica de estudio (biblioteca: Sevilla TMY horario.csv)

Coordenadas Geográficas	Latitud	37° 23' 30,88" N
	Longitud	5° 1' 48,17" W
	Elevación (del terreno)	37 m

5.1.1 Superficie disponible

La superficie de terreno necesaria para la instalación del campo solar depende de las especificaciones exigidas por la demanda térmica del proceso y el porcentaje de ella que se quiera cubrir. Resulta evidente pensar que para que las pérdidas en el transporte del fluido caloportador sean las mínimas posibles, la distancia desde el campo solar a las instalaciones donde tengan lugar los procesos industriales demandantes de energía, sea la menor posible.

En este proyecto no se realiza un análisis exhaustivo de las zonas adyacentes a la fábrica que puedan ser emplazamientos candidatos para la instalación. Se ha considerado que no es objeto de estudio relevante para este proyecto por la complejidad que supone examinar todas las parcelas colindantes a la zona industrial en cuestión, que por lo que conocemos, son varias y de características muy similares. Se termina seleccionando una superficie colindante a la parcela de la fábrica y situada al oeste, que tiene una superficie disponible aproximada de 25 hectáreas (25000 m^2). Como se verá más adelante la superficie total disponible es más que suficiente para el espacio que requerirá el campo solar.

5.1.2 Análisis de la climatología

La evaluación del potencial solar del emplazamiento no es objeto de estudio necesario para este proyecto ya que para nuestro análisis y cálculo del campo solar disponemos de una biblioteca de datos meteorológicos de la ciudad de Sevilla. Esta biblioteca de datos es un archivo tipo .csv (archivo tipo hoja de cálculo para sistema operativo de Macintosh), llamado Sevilla TMY horario.csv, destinado para el programa de cálculo SAM con el que se trabajará más adelante en el capítulo de la simulación del campo solar.

La biblioteca de datos implantable para la herramienta SAM contiene datos anuales, mensuales, diarios y horarios de toda la información meteorológica del emplazamiento. Contiene datos de la irradiación global horizontal, directa normal, difusa horizontal, albedo anual, temperaturas, vientos y datos sobre la profundidad de nieve caída. En definitiva, contiene todos los datos necesarios para que la simulación de un campo solar diseñado con el programa pueda ser lo más aproximada posible de modo que los resultados extraídos de la planta de energía termosolar sean concordantes con las condiciones ambientales dadas en la localización.

En la Tabla 5 se muestran datos generales que contiene la biblioteca Sevilla TMY horario.csv y luego a continuación en la Figura 21 se expone como ejemplo gráfico la irradiación global horizontal (siglas en inglés GHI) en Sevilla para todos los meses del año.

Tabla 5 - Datos de valores anuales de la biblioteca meteorológica (biblioteca: Sevilla TMY horario.csv)

Dato anual	Valor	Unidades
Irradiación global horizontal	4,99	$kWh/m^2/día$
Irradiación directa normal	5,67	$kWh/m^2/día$
Irradiación difusa horizontal	1,58	$kWh/m^2/día$
Temperatura media	19,2	$^{\circ}C$
Velocidad media del viento	1,7	m/s

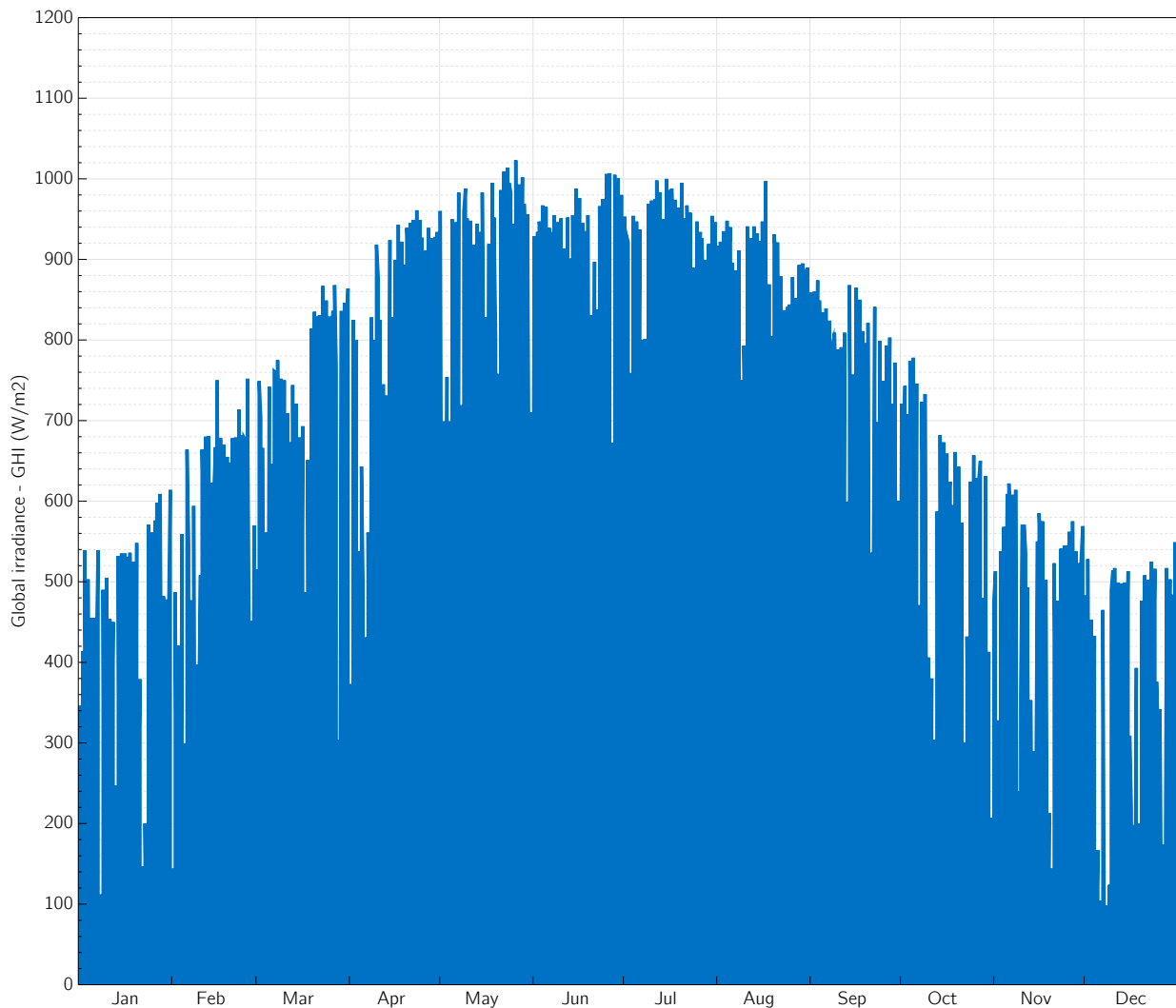


Figura 21 - Irradiación global horizontal durante el año (SAM)

El programa SAM contiene bibliotecas meteorológicas de muchas ciudades del mundo. La biblioteca de la ciudad de estudio se tuvo que descargar de internet e introducirse en la carpeta de bibliotecas.

El programa ofrece mucha información meteorológica. Aparte de los datos anuales medios, se pueden extraer diferentes tipos de gráficos temporales, como ya se ha dicho antes, y también mapas de calor, gráficas de perfiles, datos estadísticos, etc.

5.2 Punto de diseño

El punto de diseño del campo solar se define como el conjunto de parámetros que fijan las condiciones de partida para el diseño del sistema. En nuestro caso, se diseñará un campo solar compuesto por captadores cilindroparabólicos. Es importante que los datos que tomamos de partida se ajusten lo máximo posible al caso real. Los parámetros que componen el punto de diseño provienen tanto del proceso industrial al que se acoplará el sistema, como de las condiciones meteorológicas del emplazamiento y de otros factores definidos por el propio campo.

En nuestro proyecto los parámetros que se han considerado necesarios no son tantos como en un diseño completo de un campo solar, ya que los datos de partida que harán falta son solo aquellos que se requieren en el cálculo de la longitud del campo unitario (6.1.2) y en el diseño y simulación en SAM (6.2.1.2). Los datos que componen el punto de diseño en este proyecto se muestran en los siguientes apartados:

5.2.1 Datos fijados por el proceso industrial

Estos son los datos más importantes, ya que a partir de ellos se diseñará como debe de ser el campo solar. El objetivo es diseñar y crear un campo solar ficticio que cumpla con las exigencias energéticas que requiere el proceso industrial. Estos requerimientos son los siguientes:

- Energía térmica demandada por el proceso: El consumo energético de la fábrica es de $13,7 \text{ MWh/día}$ que son en total 5 GWh/año , por tanto, esa es la cantidad de energía que el proceso demandará al campo solar.
- Potencia térmica del campo de captadores: Este dato es solo un parámetro de partida para el diseño cuando no se va a instalar un sistema de almacenamiento térmico que apoye el déficit de la demanda de energía cuando el sistema no pueda cubrirla. Cuando se cuenta con un sistema de almacenamiento, la potencia térmica nominal del campo solar es un resultado del dimensionamiento y no un dato de partida.

Observando la gráfica del consumo energético horario de la fábrica (Figura 4) vemos que existe un pico máximo de potencia térmica en $1,2 \text{ MW}$. Este es el valor máximo de potencia térmica que demanda el proceso en su perfil de consumo constante. Este valor hace indicar que el campo solar deberá poder generar al menos dicha potencia en el determinado momento en el que la suma entre la energía generada más la acumulada en el sistema de almacenamiento, no sea igual o mayor que la demandada.

- Temperatura de entrada del fluido térmico al campo solar: Se fija 180°C como temperatura de entrada a la fila o filas de captadores. Para establecer esa temperatura se tiene en cuenta que la temperatura del vapor para el proceso a la presión de saturación del vapor a 8 bar (presión de producción del vapor en la caldera convencional) es de $175,6^\circ\text{C}$ (temperatura de saturación). Se toma un margen de 5°C de más para asegurar las condiciones en el intercambiador de calor.
- Temperatura de salida del fluido térmico del campo solar: Se toma la temperatura máxima que admite el fluido térmico elegido, en este caso son 295°C para el Therminol 55.

5.2.2 Datos fijados por el campo solar

- Tipo de colector (captador cilindroparabólico) y de recibidor (tubo absorbedor): El captador elegido es el modelo Luz LS-3 y el tubo absorbedor es el Schott PTR70.

Se ha elegido estos modelos de captador y absorbedor porque se adaptan perfectamente a las especificaciones del campo solar. Ambos modelos son opciones que aparecen en la librería del programa SAM, con el que se trabajará más adelante. Además, también se han examinado los campos solar diseñados en otros trabajos de investigación similares a este, y en ellos la tecnología usada es igual o parecida a la nuestra.

El captador Eurothrough 100 es uno de los más usados para el diseño de campos solares asociados a procesos industriales como el de este trabajo, pero no era una opción posible presente en la biblioteca de la herramienta SAM. Se ha elegido el modelo Luz LS-3 por su similitud con el modelo de Eurothrough en cuanto a las características técnicas.

Las características principales de ambos modelos se resumen en las siguientes tablas.

Tabla 6 - Características del captador Luz LS-3 (SAM)

Luz LS-3	
Longitud de apertura (m)	100
Ancho de apertura (m)	5,75
Área de apertura (m^2)	545
Número de módulos por colector	12
Reflectividad de los espejos	0,935

Tabla 7 - Características del tubo absorbedor Schott PTR70 (SAM)

Schott PTR70	
Diámetro exterior del tubo metálico (m)	0,12
Diámetro interior del tubo metálico (m)	0,115
Diámetro exterior de la cubierta de vidrio (m)	0,07
Diámetro interior de la cubierta de vidrio (m)	0,066
Rugosidad de la cara interna (μm)	45
Absortancia del absorbedor	0,96
Emisividad del absorbedor	0,08
Transmisividad de la cubierta de vidrio	0,963
Emisividad de la cubierta de vidrio	0,86

- Orientación del eje de las filas del campo de captadores: En nuestra instalación se ha escogida la configuración Norte-Sur para maximizar la energía térmica aportada al proceso de la fábrica. Se elige esta orientación, aunque se trate de algo puramente teórico en el caso de nuestro proyecto ya que la elección de la orientación no es algo que pueda influir en el cálculo del modelo matemático ni se plantea como opción a elegir en la posterior simulación del campo solar en SAM.

La razón de tener que tomar una elección de la orientación del campo se debe a el factor que tienen las

variaciones estacionales sobre la energía suministrada por un CCP a lo largo de los días de captación. Los parámetros principales que determinan esto son el ángulo de incidencia y el número de horas de sol disponibles (desde el amanecer hasta el ocaso).

En invierno el ángulo de incidencia es significativamente mayor que en verano además son menos las horas de sol, por tanto, las variaciones que provocan los cambios estacionales en la energía suministrada se acentúan mucho más para la orientación Norte-Sur. Esto se debe a que la energía suministrada diariamente tendría diferencias mayores durante los meses de verano que en los meses de invierno, dependiendo siempre de las condiciones atmosféricas y de la latitud geográfica del lugar. La potencia térmica es menor en los días de invierno porque el ángulo de incidencia es mayor y entonces la radiación solar disponible sobre los captadores es menor. Por otro lado, el hecho de que en invierno el número de horas de sol sea menor provoca que la energía térmica generada sea inferior en esa época del año.

Con la orientación Este-Oeste, las variaciones estacionales influyen menos en la energía térmica obtenida por lo que el aporte térmico resulta más estable durante todo el año, aunque la energía total suministrada en un año por un captador de orientación Norte-Sur sea en conjunto mayor. La orientación que se acaba escogiendo es la Norte-Sur, ya que lo importante es producir el máximo de energía en cómputo total sin tener mucho en cuenta que sea verano o invierno.

En nuestro caso, al disponer de un sistema de almacenamiento, se opta (teóricamente) por la maximización de la energía producida, es decir, la orientación Norte-Sur, aunque tengamos una demanda de energía térmica constante a lo largo de todo el año.

- **Tipo de fluido térmico:** Como ya se explicó en el apartado 4.4.4, el fluido térmico elegido es el aceite térmico Therminol 55. Los aceites de la marca Therminol se han utilizado en sistemas de plantas de concentración solar desde la década de los 80 y en algunas de ellas aún se mantienen operativos en su carga original. Las claves de la larga vida útil y fiabilidad de rendimiento que ofrecen estos fluidos es la operación consistente en respuesta a los ciclos de temperatura diarios, la excelente estabilidad térmica y el apoyo analítico del proveedor del producto.

Las propiedades más importantes de este aceite térmico se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 8 - Propiedades del aceite térmico Therminol 55 (Anexo 1)

Therminol 55	
Composición	Hidrocarburo sintético líquido
Apariencia	Líquido de color amarillo claro
Punto de cristalización	-40 °C
Punto de flash	177 °C
Punto de ignición	210 °C
Temperatura máxima	295 °C
Rango de ebullición 10%	335 °C
Rango de ebullición 90%	390 °C
Temperatura de autoignición	357 °C
Coefficiente de expansión térmica	9,72E-4 °C
Peso molecular	318
Temperatura pseudocrítica	507 °C
Presión pseudocrítica	15,2 bar
Densidad pseudocrítica	277 kg/m ³
Calor de vaporización	232 J/kg

- Flujo másico de fluido térmico por fila de colectores: El valor del flujo másico debe ser tal que permita alcanzar números de Reynolds suficientes en las tuberías para que el régimen de diseño sea turbulento en todo momento. El valor tomado para dicho flujo es uno idéntico al de otro proceso similar al nuestro, en el cual las especificaciones y datos son prácticamente los mismos. El flujo másico de aceite (\dot{m}_{aceite}) Therminol 55 es de 4,08 kg/s en una primera instancia. Como ya se verá en el capítulo 6.1.2.3 el valor del flujo sufre una variación debido a la iteración que se hace en el modelo matemático.

5.2.3 Datos fijados por la meteorología y el emplazamiento

- Localización geográfica del emplazamiento: La localización geográfica de la fábrica de estudio se ubica en la provincia de Sevilla y las coordenadas geográficas exactas del emplazamiento se indican en la Tabla 4.
- Día y hora para el diseño: El día y hora elegidos para el punto de diseño son el 21 de junio a las 12:00 hora solar, que corresponde con las 14:00 de la hora local aproximadamente. Es el momento que se ha considerado con mayor intensidad de radiación solar en todo el año.

- Radiación solar directa: El valor de la radiación solar directa para el momento del día de diseño elegido es 950 W/m^2 .
- Temperatura ambiente y temperatura radiante media (“del cielo”): Los cálculos en el modelo matemático en EES se realizarán tomando $25 \text{ }^\circ\text{C}$ (298 K) para ambas temperaturas en el punto de diseño. Aunque la radiación solar directa y las temperaturas de diseño tomadas difieran de los datos que contiene la biblioteca *Sevilla TMY horario.csv*, para el punto de diseño, se toman realmente estos valores por ser datos aproximados más típicos de este tipo de cálculos.

6 DIMENSIONAMIENTO DEL CAMPO SOLAR

En este capítulo se describe el cálculo analítico unitario y dimensionado del campo solar necesario para el abastecimiento energético de la industria objeto del proyecto. Esta industria es una fábrica con un consumo tanto de energía térmica como de energía eléctrica, y que como ya se ha comentado previamente, en este estudio se abarcará únicamente el dimensionamiento de un campo de captadores tipo cilindro-parabólicos, capaz de abastecer la parte térmica de la demanda, produciendo el vapor necesario para los distintos procesos de la elaboración de la cerveza.

El primer paso para el dimensionamiento del campo es calcular el número de captadores en serie que se debe colocar por cada fila. Partiendo de los datos de entrada ambientales y tecnológicos (algunos exactos y otros aproximados), se ha creado una hoja de cálculo en el programa Engineering Equation Solver (EES), definiendo un problema de transmisión de calor en un tubo absorbedor expuesto a la radiación solar reflejada en el captador solar correspondiente.

Las especificaciones técnicas del tubo absorbedor y del captador elegido vienen predeterminadas ya que previamente se han elegido los modelos comerciales en concreto de tubo y captador.

6.1 Modelo Matemático en EES

El modelo definido a continuación se basa en un balance de energía unidimensional sobre un sistema colector cilindroparabólico y tubo absorbedor, donde la radiación solar directa incide perpendicularmente sobre la superficie del colector. En este balance participan la radiación solar, las pérdidas térmicas del tubo absorbedor y la ganancia de calor en el fluido térmico (HTF), mientras no se incluyen las pérdidas ópticas ni del colector ni del absorbedor, por simplicidad en el problema.

Los resultados obtenidos de un balance de energía unidimensional se consideran razonables siempre y cuando la longitud de los receptores sea igual o inferior a 100 metros; cuando son de mayor longitud, el balance debería ser bidimensional, que no es nuestro caso, ya que la herramienta de simulación SAM contiene una librería de receptores de longitudes que rondan los 100 metros aproximadamente.

En los siguientes subapartados se describen todas las ecuaciones y relaciones utilizadas en el modelo unidimensional. Este modelo nos ayudará a determinar el rendimiento de un sistema compuesto por un tubo absorbedor y un captador cilindro-parabólico. También se detallarán los sistemas de transferencia de calor que se han estimado, los parámetros usados, las ecuaciones termodinámicas y las posibles entradas y salidas del modelo.

Es conveniente decir que las entradas incluyen la geometría del tubo y del captador en cuestión, además de sus propiedades ópticas. También el caudal y las propiedades de transferencia de calor del fluido térmico elegido; los aspectos ambientales como la radiación solar y la temperatura ambiente también se definen como datos de entrada. Por otro lado, las salidas pueden ser las distintas temperaturas de las capas de material y fluido que conforman el tubo y las ganancias y pérdidas térmicas que se producen en el sistema. También será posible conocer la eficiencia térmica del colector cuando se obtenga la intensidad de calor transferido por el tubo absorbente.

Las pérdidas térmicas asociadas al tubo absorbente están formadas por pérdidas por radiación, convección y conducción desde el tubo absorbente hacia la cubierta de cristal, y pérdidas por convección y radiación desde el tubo de cristal al ambiente. En aquellos tubos absorbentes en los que entre el tubo metálico y el vidrio hay vacío y no un gas, las pérdidas térmicas por conducción y convección desde el tubo metálico hacia la cubierta de vidrio quedan eliminadas y solamente habrá pérdidas por radiación entre el tubo metálico y la cubierta de cristal o vidrio. En nuestro caso lo que se dará es esto, debido a que el tubo absorbedor con el que trabajaremos contiene el vacío en el espacio entre la cara exterior del tubo metálico y la interior de la cubierta de cristal.

6.1.1 Modelo unidimensional de balance de energía

En este modelo se define el problema de transmisión de calor mediante un balance de energía entre el fluido (aceite térmico) y la atmósfera (ambiente). Se incluyen los datos, ecuaciones y correlaciones necesarias para predecir los términos del balance de energía, que dependen del tipo de colector y de las condiciones del tubo absorbedor, las propiedades ópticas de los mismos y las condiciones ambientales.

En el modelo de resistencia térmica (analogía eléctrica), como ya se ha indicado, no se muestran las pérdidas ópticas por no tenerlas en cuenta en nuestro balance energético. A modo informativo cabe indicar que dichas pérdidas se deben a las imperfecciones de los espejos del colector, errores en el seguimiento solar, sombras y suciedades en el espejo y el tubo absorbedor.

En primer lugar, para comenzar explicando los flujos de transferencia de calor que tienen lugar en nuestro sistema nos encontramos con la energía solar incidente efectiva o radiación solar incidente (Φ'). Este es el flujo solar incidente en vatios por metro cuadrado de superficie (Φ), multiplicado por el ancho y largo del captador y por el valor numérico de su reflectividad. Este flujo incide uniformemente en toda la circunferencia de la sección transversal del tubo. También se asume en el modelo que todas las temperaturas de las distintas capas y las propiedades termodinámicas se distribuyen uniformemente, aparte de los demás flujos de calor existentes. Los sentidos direccionales de los flujos que se muestran en la Figura 22 se consideran positivos a efectos de los cálculos en los balances.

El flujo incidente que absorbe el recubrimiento o vidrio envolvente ($\Phi'\alpha_v$) pierde una parte en forma de pérdidas de calor al ambiente, que posteriormente consideraremos como un conjunto único de pérdidas al ambiente junto con aquellas que se pierden desde el interior del tubo hacia afuera. Luego por tanto el calor que realmente incide a través del vidrio ($\Phi'\tau_v$) y llega a la superficie del tubo metálico siendo absorbido por este ($\Phi'\tau_v\alpha_a$), se transmite después a la cavidad por donde circula el fluido térmico por conducción ($q_{cd,t}$) y luego al fluido por convección ($q_{cv,int}$).

Hay una parte de la energía que no es absorbida por el fluido y se transmite de vuelta al vidrio envolvente por un mecanismo de radiación ($q_{rd,int}$), sin darse convección ni conducción aquí, por la inexistencia de fluido en este espacio (vacío). Estas pérdidas son un flujo de calor que a través del espesor del vidrio por conducción ($q_{cd,v}$) se acaban sumando a las pérdidas por convección con el ambiente de la superficie exterior del vidrio ($q_{cv,ext}$) más las pérdidas de este mismo por radiación ($q_{rd,ext}$).

Si el absorbedor no tuviese un vidrio envolvente, las pérdidas que habrían desde el tubo absorbedor irían directamente al ambiente.

Cabe destacar que en el modelo que se trata tenemos en cuenta que se trata a la absorción solar como términos de flujo de calor para simplificar dichos términos y considerar lineal la conducción de calor a través del conjunto tubo-vidrio. En realidad la absorción solar en el tubo ($\Phi'\tau_v\alpha_a$), que es un material opaco, y en el vidrio ($\Phi'\alpha_v$), que es un material semitransparente, son ambos fenómenos volumétricos pero la mayor parte de la absorción producida en el sistema, sucede muy próxima a la superficie exterior, y aunque se absorbe calor en todo el vidrio, el índice de absorción resulta relativamente pequeño ($\alpha = 0.02$).

En la siguiente figura se muestra el balance de energía estacionario unidimensional para una sección transversal del tubo absorbedor con vidrio envolvente. Con ayuda de esta figura, las ecuaciones del balance de energía se determinan por el principio de la conservación de energía en cada capa superficial de la sección transversal del tubo, resultando las siguientes ecuaciones:

$$q_{cv,int} = q_{cd,t} \quad (1.5)$$

$$\Phi'\tau_v\alpha_a = q_{cd,t} + q_{rd,int} \quad (1.6)$$

$$\Phi'\alpha_v = q_{rd,ext} + q_{cv,ext} - q_{cd,v} \quad (1.7)$$

$$q_{rd,int} = q_{cd,v}$$

(1.8)

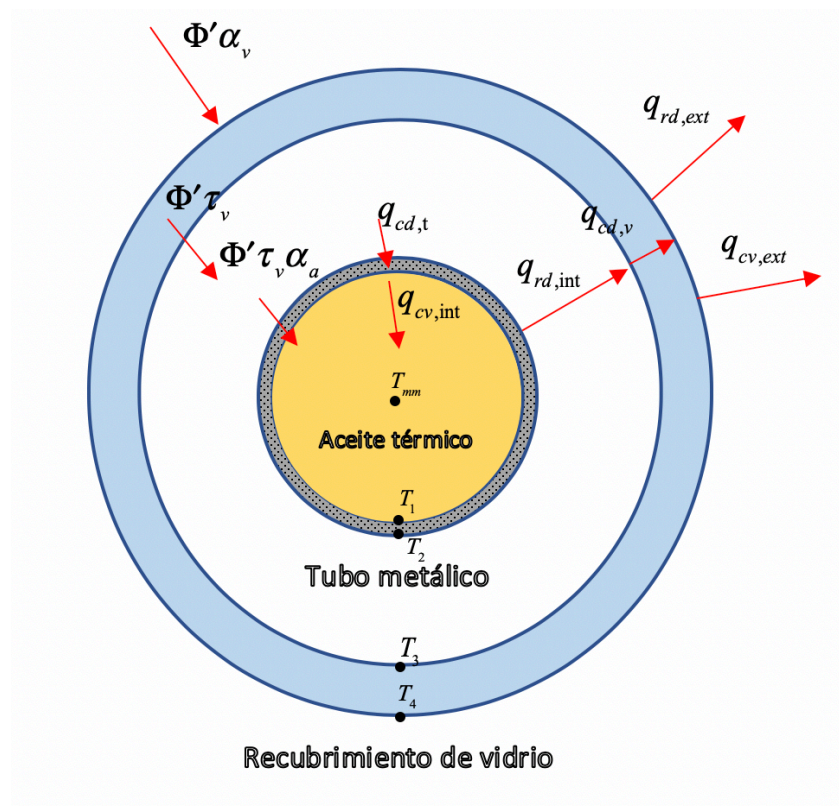


Figura 22 - Balance unidimensional de energía en una sección transversal de un tubo absorbente (elaboración propia)

A la vista del esquema de la sección del tubo, es importante indicar que las temperaturas de las capas interna y externa del recubrimiento de vidrio (T_3 y T_4 respectivamente) e interna y externa del tubo metálico absorbente (T_1 y T_2 respectivamente) se han considerado uniformemente constantes a lo largo de la longitud, aún por determinar, del tubo absorbente.

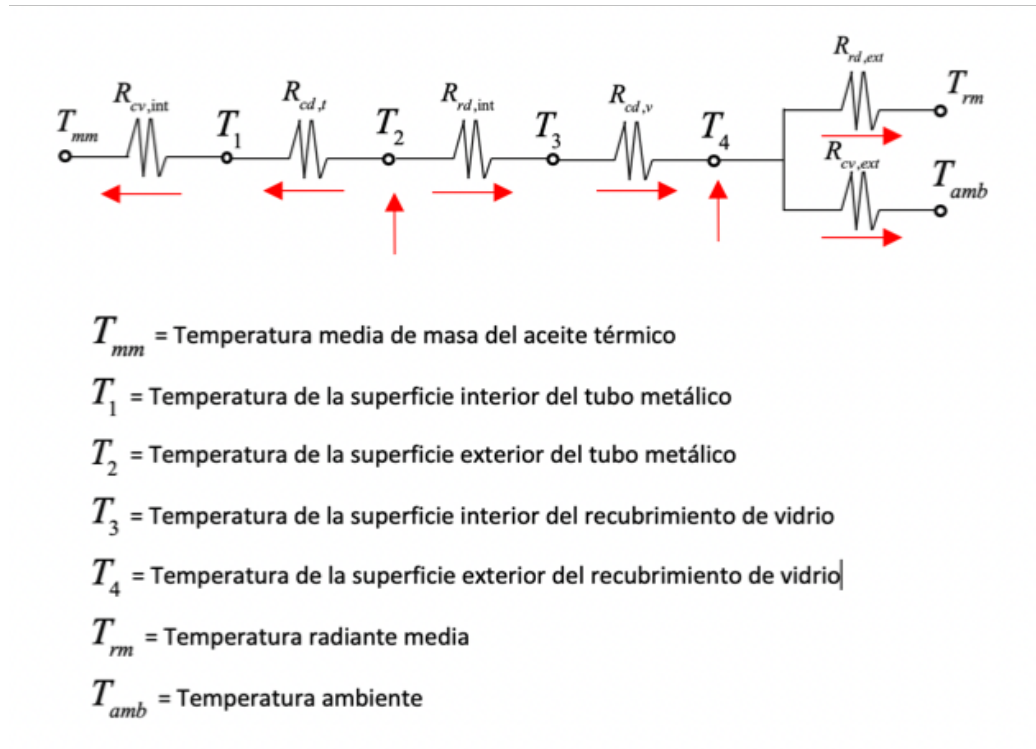


Figura 23 - Modelo de resistencia térmica para una sección transversal de un tubo absorbedor (elaboración propia)

También resulta útil exponer el modelo de resistencias térmicas y definición de subíndices para tener claridad de las direcciones positivas de los flujos de calor que intervienen en el modelo y que quedan representados en el dibujo de la sección del tubo. Las resistencias térmicas que aparecen en dicho modelo representan cada una a la resistencia a la transferencia de calor en ese medio (material o fluido), entre las dos temperaturas que separan a cada resistencia respectivamente. Los términos de las ecuaciones de balance previamente expuestas se definen en una tabla al final de este apartado, donde los balances se han considerado como flujos de calor por unidad de longitud de tubo (en metros). A parte de la descripción de los flujos que se expone en la tabla, a continuación, se definen individualmente los flujos de calor que tienen lugar y sus características.

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

Según la ley del enfriamiento y/o calentamiento de Newton por convección de un cuerpo en contacto con un fluido, el calor por convección desde la cara interna del tubo metálico hasta el fluido térmico es:

$$q_{cv,int} = \frac{(T_1 - T_{mm})}{R_{cv,int}} \quad (1.9)$$

siendo,

$$R_{cv,int} = \frac{1}{A_1 h_{cv,int}} \quad (1.10)$$

$$h_{cv,int} = Nu_{D_1} \frac{K}{D_1} \quad (1.11)$$

donde,

$$T_1 = \text{Temperatura de la superficie interna del tubo metálico (K)}$$

T_{mm} = Temperatura media de masa del fluido térmico $((T_e + T_s)/2)$ (K)

$h_{cv,int}$ = coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido térmico a su T_{mm} (W/m²K)

A_1 = Superficie interna del tubo metálico (m²)

D_1 = Diámetro interno del tubo metálico (m)

Nu_{D_1} = Número adimensional de Nusselt basado en D_1

K = Coeficiente de conducción del fluido térmico a la T_{mm} (W/mK)

En las ecuaciones que acabamos de exponer las temperaturas T_1 y T_{mm} se han considerado independientes de las direcciones angular y longitudinal del tubo, como también se considerará para las demás temperaturas y propiedades térmicas en el modelo unidimensional del balance de energía.

La T_{mm} se define como la temperatura media (media aritmética) entre las temperaturas de entrada y salida del fluido en el tubo absorbedor (de longitud L aún por determinar).

El número de Nusselt depende del tipo de fluido térmico que circula por el tubo y que trabajando en condiciones típicas de operación se considera que estamos en una región de régimen turbulento. Para el caso que toca en este capítulo, el día en el que se realiza este modelo de cálculo es el de diseño, por tanto, la radiación corresponde a la de las horas altas del día, en concreto, de un 21 de junio, donde la radiación es prácticamente la máxima y el flujo está asegurado que trabaje constantemente por encima de la zona laminar. Este número adimensional que le da valor a el coeficiente de transferencia convectivo se calcula mediante una fórmula integrada en el programa EES, que tiene como datos de entrada el tipo de fluido, temperatura, caudal de fluido, diámetro del tubo y longitud del tubo.

2) Transferencia de calor por conducción a través del tubo metálico.

Según la ley de Fourier, la transferencia de calor a través de la pared de un cilindro hueco se describe con la siguiente expresión:

$$q_{cd,t} = \frac{(T_2 - T_1)}{R_{cd,t}} \quad (1.12)$$

siendo,

$$R_{cd,t} = \frac{\ln(D_2/D_1)}{2\pi K_t L} \quad (1.13)$$

donde,

K_t = Coeficiente de conducción del tubo metálico compuesto por acero tipo 304L y evaluado a la temperatura media de la pared $((T_1 + T_2)/2)$ (W/mK)

T_2 = Temperatura de la superficie externa del tubo metálico (K)

T_1 = Temperatura de la superficie interna del tubo metálico (K)

D_2 = Diámetro externo del tubo metálico (m)

D_1 = Diámetro interno del tubo metálico (m)

L = Longitud del tubo absorbedor unitario (m)

En este caso el coeficiente de conducción térmico o conductividad térmica, depende del tipo de material con el que se haya fabricado el tubo metálico. En nuestro caso el acero inoxidable es del tipo 304L y por tanto su coeficiente puede calcularse según una ecuación determinada por ajuste lineal de datos Davis [2000]. Dicha ecuación también es válida para aceros tipo 316L y donde el coeficiente lineal varia con la temperatura media de la pared $(T_{12} = (T_1 + T_2)/2)$.

La ecuación es la siguiente:

$$K_l = (0,013)T_{12} + 15,2 \quad (1.14)$$

La resistencia conductiva que conforma el recubrimiento selectivo no se ha tenido en cuenta.

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

Como ya se comentó anteriormente, entre el tubo absorbedor metálico y el recubrimiento de vidrio se da únicamente transferencia de calor por radiación. Junto a este hecho se toman una serie de hipótesis que conviene nombrar a continuación: entre el metal y el vidrio hay vacío, las superficies se consideran cuerpos negros, la irradiación y reflexión son ambas difusas y también se asume que el vidrio envolvente es un cuerpo opaco a la radiación infrarroja.

Cabe decir que no todas las hipótesis son del todo precisas ya que, por ejemplo, el vidrio envolvente no es completamente opaco al espectro de radiación térmica, sin embargo, los errores que suponen estas hipótesis son relativamente pequeños.

La expresión para esta transferencia de calor se ha linealizado por simplicidad, y representado del mismo modo que los mecanismos ya descritos, con los términos de diferencia de temperaturas entre las superficies y la resistencia térmica equivalente asociada. El coeficiente de película radiactivo interno se calcula mediante otra expresión linealizada que se mostrará a continuación de la expresión del flujo de calor radiactivo y la resistencia térmica asociada.

$$q_{rd,int} = \frac{(T_2 - T_3)}{R_{rd,int}} \quad (1.15)$$

siendo,

$$R_{rd,int} = \frac{1}{A_2 h_{rd,int}} \quad (1.16)$$

$$h_{rd,int} = 4\varepsilon_t \sigma \left(\frac{T_2 + T_3}{2}\right)^3 \quad (1.17)$$

y donde,

T_2 = Temperatura de la superficie externa del tubo metálico (K)

T_3 = Temperatura de la superficie interna del vidrio (K)

$h_{rd,int}$ = coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la superficie externa del metal y la interna del vidrio (W/m^2K)

A_2 = Superficie externa del tubo metálico (m^2)

ε_t = Emisividad de la cara externa del tubo metálico

σ = constante de Stefan-Boltzmann (W/m^2K^4)

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

La transferencia de calor por conducción a través del vidrio usa la misma fórmula que previamente hemos usado en el punto 2 para la pared del tubo metálico. Por tanto, según la ley de Fourier, la distribución de temperatura se supone lineal y el coeficiente de conducción se supone constante y con valor 1,04 (al tratarse de un material de vidrio tipo *Pyrex*[®]) [Touloukian y DeWitt 1972].

$$q_{cd,v} = \frac{(T_3 - T_4)}{R_{cd,v}} \quad (1.18)$$

siendo,

$$R_{cd,v} = \frac{\ln(D_3/D_4)}{2\pi K_v L} \quad (1.19)$$

y donde,

K_v = Coeficiente de conducción del vidrio envolvente (*Pyrex*[®]) (W/mK)

T_3 = Temperatura de la superficie interna del vidrio (K)

T_4 = Temperatura de la superficie externa del vidrio (K)

D_3 = Diámetro interno del vidrio (m)

D_4 = Diámetro externo del vidrio (m)

L = Longitud del tubo absorbedor unitario (m)

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

La transferencia de calor desde el vidrio al entorno se ha considerado como pérdidas del sistema hacia el ambiente. Estas se producen por convección, que puede ser forzada o natural, y por radiación, que se dan debido a la diferencia de temperatura entre la cara exterior del vidrio y el “cielo”.

5.1) Transferencia de calor por convección.

La transferencia de calor por convección desde el vidrio al entorno conlleva unas pérdidas significativas de calor, especialmente cuando hay viento. En nuestro modelo usamos una fórmula integrada en el programa EES para un flujo exterior de aire sobre un cilindro colocado en horizontal, que devuelve el valor del coeficiente de transferencia convectivo a partir de los parámetros de entrada requeridos. Por lo demás, la ecuación para este flujo sigue la misma expresión que en el caso del punto 1.

$$q_{cv,ext} = \frac{(T_4 - T_{amb})}{R_{cv,ext}} \quad (1.20)$$

siendo,

$$R_{cv,ext} = \frac{1}{A_4 h_{cv,ext}} \quad (1.21)$$

y donde,

T_4 = Temperatura de la superficie externa del vidrio (K)

T_{amb} = Temperatura ambiente (K)

$h_{cv,ext}$ = coeficiente de transferencia de calor por convección exterior (W/m²K)

A_4 = Superficie externa del vidrio (m²)

5.2) Transferencia de calor por radiación.

Para este componente de las pérdidas de calor se ha usado la misma expresión que en el caso anterior de transferencia de calor por radiación entre la superficie externa del tubo metálico y la interna del vidrio ($q_{rd,int}$). Esta transferencia de calor se debe a la diferencia de temperatura entre el envolvente de vidrio y el “cielo”.

$$q_{rd,ext} = \frac{(T_4 - T_{rm})}{R_{rd,ext}} \quad (1.22)$$

$$R_{rd,ext} = \frac{1}{A_4 h_{rd,ext}} \quad (1.23)$$

$$h_{rd,ext} = 4\varepsilon_v \sigma \left(\frac{T_4 + T_{rm}}{2} \right)^3 \quad (1.24)$$

y donde,

T_4 = Temperatura de la superficie externa del vidrio (K)

T_{rm} = Temperatura radiante media del cielo (K)

$h_{rd,ext}$ = coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la superficie externa del vidrio y el cielo (W/m^2K)

A_4 = Superficie externa del vidrio (m^2)

ε_v = Emisividad de la cara externa del vidrio

σ = constante de Stefan-Boltzmann (W/m^2K^4)

6) Absorción de la irradiación solar.

La absorción solar del sistema tubo absorbedor-captador cilindroparábólico es muy difícil de modelar de manera precisa con un conjunto de ecuaciones que puedan resolverse con una hoja de cálculo en el programa EES. Debido a esto, los términos de eficiencia óptica se estiman y se combinan, partiendo de los datos de las propiedades ópticas del modelo del tubo absorbedor elegido. Estos parámetros los escogemos de la biblioteca de otro software (SAM) que usaremos más adelante en otro apartado.

La irradiación solar que incide sobre el tubo absorbedor se estima en primer lugar como el valor de la irradiación global incidente máxima en el día de diseño. El día y hora de diseño correspondiente es el 21 de junio a las 12:00 de la tarde, cuando la intensidad de la radiación está en su pico más alto. A este valor le asignamos como nombre la letra Φ , y su valor en términos energéticos es $950 W/m^2$ (vatios por unidad de superficie horizontal en metros cuadrados).

Este valor, al que le hemos asignado como nombre la letra griega Φ , es la irradiación que incide en el captador cilindro-parabólico, por tanto, al absorbedor lo que acaba incidiendo es la parte que dicho captador consigue reflejar, es decir, $\Phi \rho_{capt}$. Finalmente se define como flujo solar incidente en el tubo absorbedor (flujo de calor debido a la irradiación que entra dentro del balance de energía del sistema) al flujo reflejado por el captador solar sobre el tubo por el área de la superficie reflectiva normal proyectada en el captador, es decir, $\Phi \rho_{capt} wL$, donde el área es el ancho (w) por el largo (L).

Con el flujo solar incidente definido, lo que queda es definir la absorción solar producida tanto en el vidrio como en el tubo metálico, ya que son la fuente de energía en forma de calor que produce el calentamiento del caudal de fluido térmico que circula a través del tubo.

6.1) Absorción de la irradiación solar en el vidrio envolvente.

La absorción que se produce en el vidrio no es físicamente un flujo de calor, sino un fenómeno de generación de calor, función del espesor que del vidrio. Como el espesor de este es relativamente delgado ($e = 5$ mm) y el coeficiente de absorción solar es pequeño ($\alpha_v = 0,002$) el error resultante es insignificante, y por tanto se hace la suposición, simplificando así las ecuaciones en del modelo. Dicho esto, el valor del flujo solar que incide en el vidrio se formula de la siguiente forma:

$$q_{abs,v} = \Phi' \alpha_v \quad (1.25)$$

donde,

$$\Phi' = \Phi \rho_{capt} wL = \text{Radiación solar por longitud de tubo absorbedor (W/m)}$$

$$\alpha_v = \text{Absortancia del vidrio envolvente}$$

$$wL = \text{Área de apertura (m}^2\text{)}$$

6.2) Absorción de la irradiación solar en el absorbedor.

En este caso, la energía absorbida por el tubo metálico se trata como un flujo de calor, sin necesidad de suposición, ya que la absorción se produce muy cerca de la superficie. La ecuación del flujo solar que es absorbido por el tubo es la siguiente:

$$q_{abs,t} = \Phi' \tau_v \alpha_t \quad (1.26)$$

donde,

$$\tau_v = \text{Transmitancia del vidrio envolvente}$$

$$\alpha_t = \text{Absortancia del tubo metálico}$$

Todos los términos de absorción, transmitancia y emisividad en ambas ecuaciones de absorción solar se suponen independientes de la temperatura, cuando se sabe que esto no es cierto. Sin embargo, se supone que la dependencia que existe con la temperatura es muy pequeña.

Tabla 9 - Flujos de calor en el balance de energía de la sección transversal del tubo absorbedor (elaboración propia)

Flujo	Modo de mecanismo	Sentido del flujo	
		Desde	Hasta
$q_{cv,int}$	Convección	Superficie interna del tubo metálico	Fluido térmico
$q_{cd,t}$	Conducción	Superficie externa del tubo metálico	Superficie interna del tubo metálico
$\Phi' \tau_v \alpha_a$	Absorción de irradiación solar	Irradiación solar incidente	Superficie externa del tubo metálico
$q_{rd,int}$	Radiación	Superficie externa del tubo metálico	Superficie interna del vidrio envolvente
$q_{cd,v}$	Conducción	Superficie interna del vidrio envolvente	Superficie externa del vidrio envolvente
$\Phi' \alpha_v$	Absorción de irradiación solar	Irradiación solar incidente	Superficie externa del vidrio envolvente
$q_{cv,ext}$	Convección	Superficie externa del vidrio envolvente	Ambiente
$q_{rd,ext}$	Radiación	Superficie externa del vidrio envolvente	Cielo

6.1.2 Determinación de la longitud unitaria

El modelo matemático del tubo absorbedor que se ha codificado en el subapartado anterior tiene un objetivo primordial el cuales determinar la longitud apropiada para un modulo unitario de captador-tubo absorbedor. Por tanto la finalidad de codificar el modelo en EES se debe a que tiene la función básica de resolver ecuaciones algebraicas de manera rápida, siendo la definición de estas muy sencilla. El programa es capaz de identificar automáticamente todas las incógnitas que se definan y busca de manera eficiente la mejor solución para el grupo de ecuaciones que se haya introducido. Esto incluye tanto soluciones numéricas de una serie de valores como soluciones matriciales. También es compatible para identificar procedimientos y funciones definidas por el mismo usuario, ofreciendo también dentro del programa, multitud de funciones integradas de propiedades matemáticas y termofísicas. Además, tiene tablas paramétricas, que son parecidas a las hojas de cálculo y convenientemente útiles para estudios paramétricos como pueden ser unas pérdidas de calor en función de la temperatura de entrada del fluido térmico en nuestro sistema de tubo absorbedor. Es capaz también de resolver problemas con ecuaciones diferenciales y complejas, y llevar a a cabo una optimización lineal y no lineal.

En nuestro problema planteado en EES se usa una versión del modelo en 1D aunque también es posible implantar la versión en 2D, lo que no se ha hecho por mayor sencillez en los cálculos. El objeto de este modelo es que a partir de una serie de datos ambientales y, de entrada, de unos requerimientos térmicos del proceso, y teniendo en cuenta cuales son los parámetros de diseño del tubo absorbedor, la solución del conjunto de ecuaciones sacada de los balances de energía, calcule una longitud óptima para un modulo de captadores en serie a colocar por otro número aún por definir de captadores en paralelo.

6.1.2.1 Datos de entrada

El programa permite al usuario introducir los datos a través del teclado, además de poder asignar la magnitud física de los datos que se desee.

Los datos de entrada que se han introducido en el sistema de ecuaciones son:

- Las condiciones ambientales como la irradiación solar incidente, la temperatura ambiente y la temperatura radiante media (del “cielo”).
- Propiedades del colector y el tubo absorbedor seleccionados, como las propiedades ópticas, las propiedades geométricas, la existencia o no de un vidrio envolvente...
- Las propiedades y especificaciones del fluido térmico. El caudal másico de fluido se ha tomado como dato de partida en nuestro modelo, siendo este un valor nominal de un proceso prácticamente idéntico, y por ello no ha sido necesario conocer la velocidad a la que circula el fluido por el tubo. También eran conocidas las temperaturas de entrada y salida que debía tener el fluido en su circulación por el tubo absorbedor.

Por último, está el flujo de calor transmitido al fluido térmico por circular a través del tubo absorbedor. Constituye el ultimo parámetro que cierra el sistema de ecuaciones y que completa también una de las ecuaciones de balance energético. Se ha decidido incluir aquí y no en la definición de los mecanismos de transferencia de calor ya que es un valor conocido de antemano porque que se calcula a partir de datos que se tienen de partida. La expresión de la ecuación y del balance energético de donde forma parte, son las siguientes:

$$q = \dot{m}_{aceite}(Cp_s T_s - Cp_e T_e) \quad (1.27)$$

donde,

\dot{m}_{aceite} = Caudal de fluido térmico (HTF) (kg/s)

Cp_s = Calor específico del fluido térmico a la salida (J/kgK)

Cp_e = Calor específico del fluido térmico a la entrada (J/kgK)

T_s = Temperatura de salida del fluido térmico (K)

T_e = Temperatura de entrada del fluido térmico (K)

$$q_{cv,int} = q \quad (1.28)$$

La ecuación de balance energía anterior se trata de la transferencia de calor objetivo de este modelo. Todo el sistema se basa en conseguir que ese flujo de calor se produzca ya que el objetivo de un sistema formado por un captador y el tubo absorbedor asociado no es más que conseguir calentar el fluido térmico que circula a través del tubo hasta la temperatura de salida deseada. Esta temperatura variará dependiendo del tipo de proceso en cada caso. En nuestro estudio se ha elegido el Therminol 55 por las especificaciones del proceso, como ya se comentó en el apartado 5.2.2.

6.1.2.2 Propiedades del fluido térmico

Es necesario definir las propiedades termofísicas del Therminol 55 para el modelo. Las propiedades incluyen la temperaturas de operación (T_e , T_s y T_{mm} (en °C)) y las propiedades que dependen de ellas como la densidad (ρ (kg/m³)), el calor específico (C_p (J/kgK)), la viscosidad dinámica (μ (kg/ms)) y la conductancia térmica (K (W/mK)). Todos estos datos se han obtenido directamente del catálogo de propiedades del aceite térmico Therminol 55. Las propiedades se han obtenidos de las tablas para los valores de temperatura de entrada, de salida y media de masa entre las dos primeras, siendo para estas temperaturas las propiedades requeridas en las ecuaciones de balance.

Además de estos datos que han sido introducidos a mano dentro del EES, se ha usado una fórmula integrada en el programa para calcular el valor del coeficiente de transferencia convectivo interno. Como ya se comentó en el apartado donde se define este flujo de calor ($q_{cv,int}$), dicha función tiene unos parámetros de entrada donde uno de ellos es el tipo de fluido. Aquí se introdujo el fluido Therminol 55 que está definido en la biblioteca de fluidos térmicos del programa. Esto permitió hallar fácilmente el coeficiente $h_{cv,int}$ para unas condiciones dadas.

6.1.2.3 Análisis de resultados

El siguiente paso después de la definición del modelo matemático unidimensional de nuestro sistema en el programa EES, es resolver el sistema de ecuaciones lineal. Esta tarea la realiza EES con suma facilidad ya que, teniendo todas los datos y variables bien definidas, el programa hace un chequeo del número de variables y ecuaciones existentes. Siempre que el número de variables sea igual al número de ecuaciones, el sistema será lineal y tendrá solución.

Cuando esto no pasa, el sistema manda un mensaje de error por haber encontrado algo que no concuerda en las variables y/o las ecuaciones, o bien que haya algún/os parámetros mal definidos, magnitudes físicas que no encajan, o funciones integradas o definidas que no consigue identificar. Son multitud de posibles errores que pueden ocurrir y que el programa EES podrá identificar. Lo que está garantizado es que el programa no permitirá que se resuelva el sistema de ecuaciones hasta que este todo correctamente definido, no existiendo errores de sintaxis ni de relaciones entre las variables.

En la Figura 24 se muestra cuales son los comandos para la corrección de las variables y ecuaciones, y para resolver el modelo matemático generando una solución óptima.

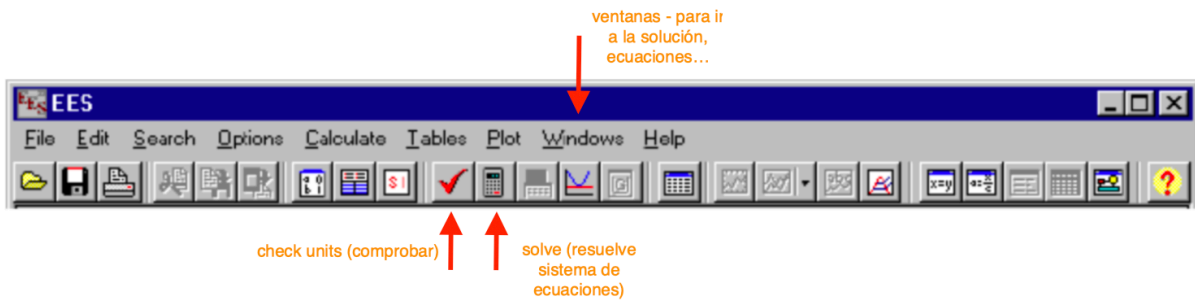


Figura 24 - Panel de control de comandos del programa EES (elaboración propia)

En el caso de nuestro modelo, después de introducirlo en la ventana para la escritura del código, se pasó a ajustar las distintas magnitudes de las variables para que no hubiese incongruencias entre las mismas. Al mismo tiempo, en la ventana de comprobación de unidades se van introduciendo uno por uno el rango (límite superior e inferior) de valores de cada variable. La razón de esto es ir acotando los límites para que la resolución del sistema sea más exacta y concisa.

Una vez hecho esto, el siguiente y último paso es usar el comando de cálculo de solución. Llegados a este punto el programa emite una hoja con la solución numérica de las variables. En el cálculo de nuestro modelo la incógnita es la longitud (en metros) del módulo de captadores en serie y que llamaremos a partir de ahora 'campo solar unitario'. Este campo se compondrá de un número aún por determinar de captadores tipo CCP (con sus respectivos tubos absorbedores).

La solución al sistema de ecuaciones se plasma en la siguiente tabla donde se incluyen también todas las variables y datos del modelo. El programa EES da la opción de extraer la solución con un documento Word.

Tabla 10 - Solución del modelo matemático unidimensional en EES (modelo matemático unidimensional en EES)

Variables in Main		
Alpha_t=0,96	K=0,1048 [W/ m * K]	Re=1
Alpha_v=0,02	K_t=22,07 [W/ m * K]	Rho=720,8 [kg/m^3]
A_1=101 [m^2]	K_v=1,04 [W / m * K]	Rho_capt=0,95
A_2=107,2 [m^2]	L=487,3 [m]	Rho_t=0,05
A_3=176 [m^2]	Mi=0,0005395 [Kg/(m*s)]	Rho_v=0,05
A_4=183,7 [m^2]	m_aceite=4,08 [kg/s]	Rrad_ext=0,0008673 [K/W]
Cp=2673 [J/kg*K]	Nusselt=3,225	Rrad_int=0,006289 [K/W]
Cp_e=2470 [J/kg*K]	Nusselt_T=1	sigma=5,670E-08 [W / m^2 * K^4]
Cp_s=2880 [J/kg*K]	Phi=950 [W/m^2]	S_t=0,003421 [m^2]
DELTA=1	Phi_solar_incidente=2,639E+06 [W]	Tau_t=0
D_1=0,066 [m]	Q=2,109E+06 [W]	Tau_v=0,963
D_2=0,07 [m]	Qcond_t=2,109E+06 [W]	T_1=527,5 [K]
D_3=0,115 [m]	Qcond_v=30381 [W]	T_12=528,6 [K]
D_4=0,12 [m]	Qcv_ext=36870 [W]	T_2=529,6 [K]
Epsilon_t=0,08	Qcv_int=2,109E+06 [W]	T_3=338,5 [K]
Epsilon_v=0,86	Qrad_ext=46282 [W]	T_4=338,1 [K]
f=1	Qrad_int=30381 [W]	T_amb=298 [K]
hcv_ext=5 [W / K * m^2]	Ra=1523	T_e=453 [K]
hcv_int=1402 [W / K * m^2]	Rcond_t=8,708E-07 [K/W]	T_mm=510,5 [K]
hrad_ext=6,276 [W / K * m^2]	Rcond_v=0,00001337 [K/W]	T_rm=298 [K]
hrad_int=1,484 [W / K * m^2]	Rcv_ext=0,001089 [K/W]	T_s=568 [K]
h_H=1	Rcv_int=0,000007059 [K/W]	W_capt=5,75 [m]

La longitud resultante es $L = 487,3$ m, y las temperaturas de las caras internas y externas tanto del tubo metálico como del envolvente de vidrio, tienen valores aceptables. Además, dichos resultados se encuentran dentro de los rangos normales de cálculo en estos casos. Por tanto, ahora se debe resolver de nuevo el modelo, pero introduciendo la longitud (L) como dato.

Como ya se comentó en el capítulo 5, el captador solar elegido es el Luz LS-3, cuya longitud es de 100 metros. Atendiendo a esto se plantean dos opciones: colocar 4 o 5 colectores en serie.

Finalmente optamos por colocar 4 colectores en serie por fila. Esto se implanta en el nuevo modelo EES asignándole a la variable longitud su nuevo valor constante: $L = 4 \times 100 = 400$ m.

Haciendo esto, debemos de quitar un dato de entrada para continuar manteniendo el mismo número de ecuaciones y que el sistema siga siendo compatible. En el nuevo modelo, el caudal de aceite (\dot{m}_{aceite}) entra ahora como una incógnita y la nueva solución imprime los siguientes valores:

Tabla 11 - 2ª solución del modelo matemático unidimensional en EES (modelo matemático unidimensional en EES)

Variables in Main		
Alpha_t=0,96	K=0,1048 [W/ m * K]	Re=1
Alpha_v=0,02	K_t=22,07 [W/ m * K]	Rho=720,8 [kg/m^3]
A_1=82,94 [m^2]	K_v=1,04 [W / m * K]	Rho_capt=0,95
A_2=87,96 [m^2]	L=400 [m]	Rho_t=0,05
A_3=144,5 [m^2]	Mi=0,0005395 [Kg/(m*s)]	Rho_v=0,05
A_4=150,8 [m^2]	m_aceite=4,66 [kg/s]	Rrad_ext=0,0008673 [K/W]
Cp=2673 [J/kg*K]	Nusselt=3,225	Rrad_int=0,006289 [K/W]
Cp_e=2470 [J/kg*K]	Nusselt_T=1	sigma=5,670E-08 [W / m^2 * K^4]
Cp_s=2880 [J/kg*K]	Phi=950 [W/m^2]	S_t=0,003421 [m^2]
DELTA=1	Phi_solar_incidente=2,076E+06 [W]	Tau_t=0
D_1=0,066 [m]	Q=2,409E+06 [W]	Tau_v=0,963
D_2=0,07 [m]	Qcond_t=2,409E+06 [W]	T_1=527,5 [K]
D_3=0,115 [m]	Qcond_v=30381 [W]	T_12=528,6 [K]
D_4=0,12 [m]	Qcv_ext=36870 [W]	T_2=529,6 [K]
Epsilon_t=0,08	Qcv_int=2,409E+06 [W]	T_3=338,5 [K]
Epsilon_v=0,86	Qrad_ext=46282 [W]	T_4=338,1 [K]
f=1	Qrad_int=30381 [W]	T_amb=298 [K]
hcv_ext=5 [W / K * m^2]	Ra=1523	T_e=453 [K]
hcv_int=1402 [W / K * m^2]	Rcond_t=8,708E-07 [K/W]	T_mm=510,5 [K]
hrad_ext=6,276 [W / K * m^2]	Rcond_v=0,00001628 [K/W]	T_rm=298 [K]
hrad_int=1,484 [W / K * m^2]	Rcv_ext=0,001089 [K/W]	T_s=568 [K]
h_H=1	Rcv_int=0,000007059 [K/W]	W_capt=5,75 [m]

Analizando el nuevo resultado del modelo vemos que el caudal de fluido térmico aumenta un 14% aproximadamente y que el flujo de calor transferido al fluido aumenta también la misma cantidad. Las temperaturas permanecen constantes y lo que disminuye razonablemente es la irradiación solar incidente, debido a que el área de apertura es ahora más pequeña.

El dato importante que marcamos “en rojo” es el flujo transferido al aceite Therminol 55, $q = 2,409 \text{ MW}$ cantidad de potencia calorífica que será capaz de generar nuestro sistema en el día más favorable por las condiciones, es decir, el día correspondiente al punto de diseño. Se puede definir como la potencia calorífica nominal del campo solar unitario de nuestro modelo matemático.

6.2 Cálculo del número de filas de captadores

Una vez calculado el número de captadores a conectar en serie dentro de cada fila de nuestro campo solar (lo habíamos definido con el nombre de campo solar unitario) el siguiente paso del dimensionamiento es determinar el número de filas captadores que deben de instalarse en paralelo. Este número dependerá de la potencia térmica demandada por el proceso industrial que debemos de alimentar. En la teoría, cuanto mayor sea dicha potencia térmica, mayor deberá de ser el número de filas en paralelo.

En el apartado anterior hemos calculado que el número de captadores en serie necesarios para nuestro campo son 4 por cada fila. Esto será un futuro dato que aproximará a nuestro diseño del campo en el programa que usaremos a continuación. Ese resultado proviene del cálculo de la longitud unitaria, que después de estimar que la longitud de cada captador sería 100 metros y reajustando el valor de esa longitud (de $L = 487,3 \text{ m}$, reajustamos su valor a $L = 400 \text{ m}$) se pudo cuadrar un número redondo de captadores en serie. Este reajuste varió el valor de las ganancias y pérdidas térmicas del sistema, además del caudal másico de aceite, los cuales variaron sus valores dentro de unos rangos que se consideraron aceptables.

6.2.1 Proceso de diseño de SAM.

6.2.1.1 Introducción

Dicho esto, el siguiente paso en el diseño se realizará mediante la herramienta SAM (System Advisor Model en inglés). Este programa que pertenece a la empresa NREL (National Renewable Energy Laboratory en inglés) nos permite crear archivos de proyectos para la simulación de distintos tipos de sistemas de generación de energía a partir de fuentes renovables. Entre las opciones que ofrece el programa se encuentran varios tipos de sistemas de captación de energía solar, de energía eólica, de energía geotérmica y de energía producida a partir de la combustión con biomasa, entre otras. Este programa permite crear diseños virtuales y analíticos de estos tipos de sistemas, dando la opción de poder adaptarlos a los requerimientos energéticos que se precisen.

Las modelos de sistemas que ofrece el programa son las siguientes:

- Energía solar fotovoltaica
- Concentración de energía solar fotovoltaica
- Eólico (turbina eólica)
- Combustión de biomasa
- Geotérmico
- Calentamiento de agua mediante energía solar (ACS)
- Sistema genérico de generación de electricidad
- Energía solar de concentración para la generación de electricidad
 - Campo de captadores cilindroparabólicos
 - Receptor central (de torre) con sales fundidas, con generación directa de vapor o con ciclo combinado de gas natural
 - Campo de captadores lineales Fresnel con sales fundidas o con generación directa de vapor
 - Disco parabólico (Stirling)
 - Sistema genérico de energía solar
- Energía solar de concentración para la generación de energía térmica de proceso

- Campo de captadores cilindroparabólicos
- Campo de captadores lineales Fresnel

Cuando se crea un modelo de sistema de cualquiera de los tipos, este viene configurado con unas características y parámetros de entrada básicos. El primer paso al crear un modelo es definir el *performance model inputs* (que podemos traducir como: las entradas (características o datos) del modelo de producción) del sistema escogido. Aquí se definen los parámetros básicos del sistema como su capacidad, las temperaturas de operación o la configuración de sus componentes. En este paso se define cómo será físicamente el sistema y los parámetros imprescindibles para el posterior análisis de los resultados, que dependen directamente de estos *inputs*.

Los parámetros de entrada (*inputs*) se encuentran ordenados por secciones, llamadas en el programa, *input pages* que son generalmente distintos apartados ordenados sobre los tipos de datos y variables que definen cada sistema. Estas secciones no son exactamente las mismas para todas las tecnologías ya que son distintas entre ellas en muchos aspectos. Por ejemplo, para las tecnologías de captación solar, las secciones son prácticamente las mismas ya que todas deben tener definidas una sección para la localización y el recurso solar, la configuración del sistema de captación, el ciclo de potencia (si es un sistema para la generación de electricidad), almacenamiento térmico (si lo tiene) o los costes del sistema, entre otras cosas.

El campo solar que nosotros diseñaremos en SAM debe ser un sistema de energía solar de concentración para generación de energía térmica de proceso. La demanda energética de la fábrica de estudio se trata de una cantidad de energía térmica que se suministrará a través de vapor sobrecalentado, y que debe generarse mediante la energía solar captada por nuestro campo solar. De entre las diferentes opciones tecnológicas que el programa SAM nos ofrece, solo hay dos tipos de tecnologías que podrían aportar lo que el proceso necesita. Estas dos opciones son:

- Un campo de captadores cilindroparabólicos
- Un campo de captadores lineales Fresnel

Como ya se comentó anteriormente en el capítulo 4 “Tecnologías de concentración solar térmica”, los captadores cilindroparabólicos son una tecnología mas madura y desarrollada que los captadores lineales, por tanto el rendimiento que ofrecerán los primeros será superior y los gastos de inversión y operación serán menores.

Por esta razón el equipo elegido para el diseño del campo solar es el campo de captadores cilindroparabólicos, que en SAM tiene como nombre técnico (en inglés): *IPH (Industrial Process Heat) parabolic trough*. Este sistema es una versión modificada del modelo *CSP (Concentrating Solar Power) physical parabolic trough*. Estos dos modelos se basan físicamente en la tecnología de concentración solar mediante captadores cilindroparabólicos (*parabolic trough*). La diferencia entre ellos es que, en el segundo, se conduce el calor generado en el campo solar hacia un ciclo de potencia, para la posterior generación de electricidad. En cambio, en el primero (el que se ha seleccionado), se asume que el calor generado se aplicará directamente en un proceso térmico.

6.2.1.2 Simulación

Al abrir el programa se debe crear un nuevo proyecto y una vez elegido y seleccionado el modelo deseado para el campo solar, pasamos a definir las secciones de parámetros, rellenando la información que tenemos recopilada en cada apartado de los *inputs*.

Para el caso del modelo *IPH (Industrial Process Heat)* las secciones de parámetros o también llamadas *input pages* (en inglés) son las siguientes:

- *Location and Resource*. En esta sección se debe señalar cuál es la localización geográfica del proyecto y cargar la librería del recurso solar para dicha localización. La librería del recurso solar contiene datos meteorológicos horarios de las 8760 horas del año.
- *System Design*. En esta sección se definen los parámetros del punto de diseño del campo solar. Entre los datos que deben introducirse están el múltiplo solar objetivo, la potencia térmica nominal y las temperaturas de entrada y de salida del fluido térmico en el *loop* (en SAM, la fila de captadores se define con la palabra *loop*, que en español significa bucle).

- *Solar field, Collectors y Receivers*. Estas son las tres secciones que definen físicamente como es el campo solar. Inicialmente vienen con unos valores predeterminados para los modelos de colector, recibidor (tubo absorbedor) y fluido térmico, y con dimensiones también predeterminadas del campo solar y de su capacidad energética.
- *Thermal Storage*. En esta sección se elige el valor de las horas a plena carga del TES (las siglas en inglés de Thermal Energy Storage) que implica darle valor a las horas de almacenamiento que se quieren en el sistema de almacenamiento térmico, lo que viene a ser, definir la capacidad de almacenamiento de nuestro sistema.

En el caso de nuestro proyecto, no definiremos sistema de almacenamiento para nuestra simulación del campo solar en SAM. Como ya se verá más adelante en los apartados 6.3.1 y **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, el sistema de almacenamiento para nuestro campo solar se definirá mediante otro método más analítico y usando otras herramientas.

- *Financial Parameters*. En la última sección de nuestro modelo se describe la estructura financiera y de deudas, de tipos impositivos y de otros parámetros analíticos, de modo que el programa SAM elabora un modelo financiero del proyecto, variando según cada caso, el tipo de parámetros de entrada que deben de introducirse.

Algunos de los modelos financieros que SAM ofrece para asignar a un proyecto son los siguientes:

- Residencial
- Comercial
- Titularidad por terceras partes
- Calculador del LCOE (siglas en inglés del Levelized Cost of Energy), que se traduce como el ‘costo energético nivelado’. Se define como el coste por KWh que produce el sistema.

Tampoco atenderemos a esta sección del proyecto, ya que no se ha considerado como objeto de estudio de este trabajo, hacer un análisis financiero del proyecto de nuestro campo solar diseñado en SAM.

Estas son las secciones que organizan los parámetros mínimos necesarios que requiere el modelo para poder trabajar con él y simular unos primeros resultados.

6.2.1.3 Resultados de una simulación

Cuando tenemos ya definidos el modelo del sistema y las secciones de parámetros (*inputs*) del mismo, el objetivo es obtener los resultados que el programa nos proporciona a partir de la ejecución de simulaciones. Las simulaciones que SAM ejecuta consisten en un conjunto de cálculos realizados por los modelos productivos y financieros para calcular resultados. En nuestro caso el cálculo realizado por el modelo financiero será irrelevante.

En lo concerniente a los cálculos realizados sobre el modelo productivo, SAM crea un bloque de cálculos para cada periodo (hora) contenido en la carpeta de datos meteorológicos. Los resultados de los cálculos del programa son múltiples y podemos agruparlos en distintos grupos, siendo los más relevantes para nuestro interés, los resultados sobre la energía anual producida neta y bruta, la potencia térmica transmitida al fluido térmico, la potencia térmica absorbida por el tubo absorbedor, etc.

Entre ellos habrá resultados numéricos horarios (para cada hora del año) y no horarios (valores individuales); gráficos anuales, mensuales y diarios; perfiles de datos y valores estadísticos con sus respectivas medias y valores mínimos y máximos entre otras cosas.

Algunos análisis requieren más de una simulación, como el análisis paramétrico, el cual requiere la ejecución de varias simulaciones simultáneas para distintos rangos de valores para una o más variables de entrada. Las tres opciones que ofrece SAM para la aplicación de múltiples simulaciones son el análisis paramétrico, el análisis estocástico y los percentiles P50 y P90. Estas opciones no se usarán en la simulación de nuestro proyecto, ya que tan solo se necesitará ejecutar una simulación estándar de nuestro modelo.

6.2.2 Diseño del campo solar

Como ya hemos comentado, para la simulación de nuestro proyecto se ha escogido el modelo *IPH Parabolic Through*. En este apartado definiremos todas las secciones de parámetros del modelo para la posterior simulación y cálculo de resultados.

- Localización del emplazamiento y librería del recurso solar: En esta sección simplemente se debe seleccionar la localización geográfica del proyecto, que es la ciudad de Sevilla, y la librería desde donde el programa cargará todos los datos meteorológicos necesarios. La librería es el archivo Sevilla TMY horario.csv que ya se ha nombrado en apartados anteriores.
- Diseño del sistema: En esta sección se definen los valores de los parámetros de diseño del campo solar.

Tabla 12- Parámetros del diseño del sistema del campo solar (SAM)

	Valores introducidos	Valores recalculados
Irradiación normal directa	950 W/m^2	-
Múltiplo solar objetivo	1	-
Temperatura de entrada del fluido térmico	180 °C	-
Temperatura de salida del fluido térmico	295 °C	-
Potencia térmica nominal del sistema	1,2 MW	3,05 MW
Nº de filas (loops)	2	-

En cuanto a la potencia térmica nominal, el valor que se debía introducir era 1,2 MW, pero SAM corrige este valor aumentándolo hasta 3,05 MW al identificar el número de filas de captadores que tiene el campo (2). La potencia suministrada por el campo se recalculó automáticamente.

- Campo solar: En esta sección se rellenan los parámetros que proporcionan la información necesaria al programa para definir físicamente el campo solar que necesitamos.

En esta sección se escoge el tipo de fluido térmico, que en nuestro caso es el Therminol 55, el cual no aparece como opción en la librería de SAM. Por esta razón hemos tenido que definir el fluido nosotros mismos, introduciendo una tabla de datos de las propiedades termofísicas del fluido en función de las temperaturas de operación.

Se ha introducido la configuración de cada *loop*, asignando un número de 4 conjuntos de captador y tubo absorbedor en serie por cada fila en paralelo.

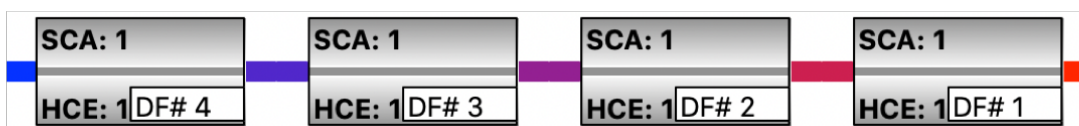


Figura 25 - Conjunto colector - tubo absorbedor de una fila de captadores (elaboración propia)

- Colector: Elegimos un modelo de colector que se ajusta a las especificaciones, el Luz LS-3, de entre otras más opciones que ofrece la librería de SAM.
- Receptor: El modelo elegido de tubo absorbedor es el Schott PTR70.

Una vez definidas las secciones de parámetros de nuestro modelo, se puede decir que el campo solar está ya diseñado. Para calcular los resultados del modelo productivo debemos simular y posteriormente analizar la energía térmica generada por nuestro campo.

La potencia térmica absorbida por el campo solar para cada hora del año es (en SAM) *receiver thermal power absorbed* (en castellano: potencia térmica absorbida por el receptor). En la siguiente gráfica se muestra su valor para cada hora del año.

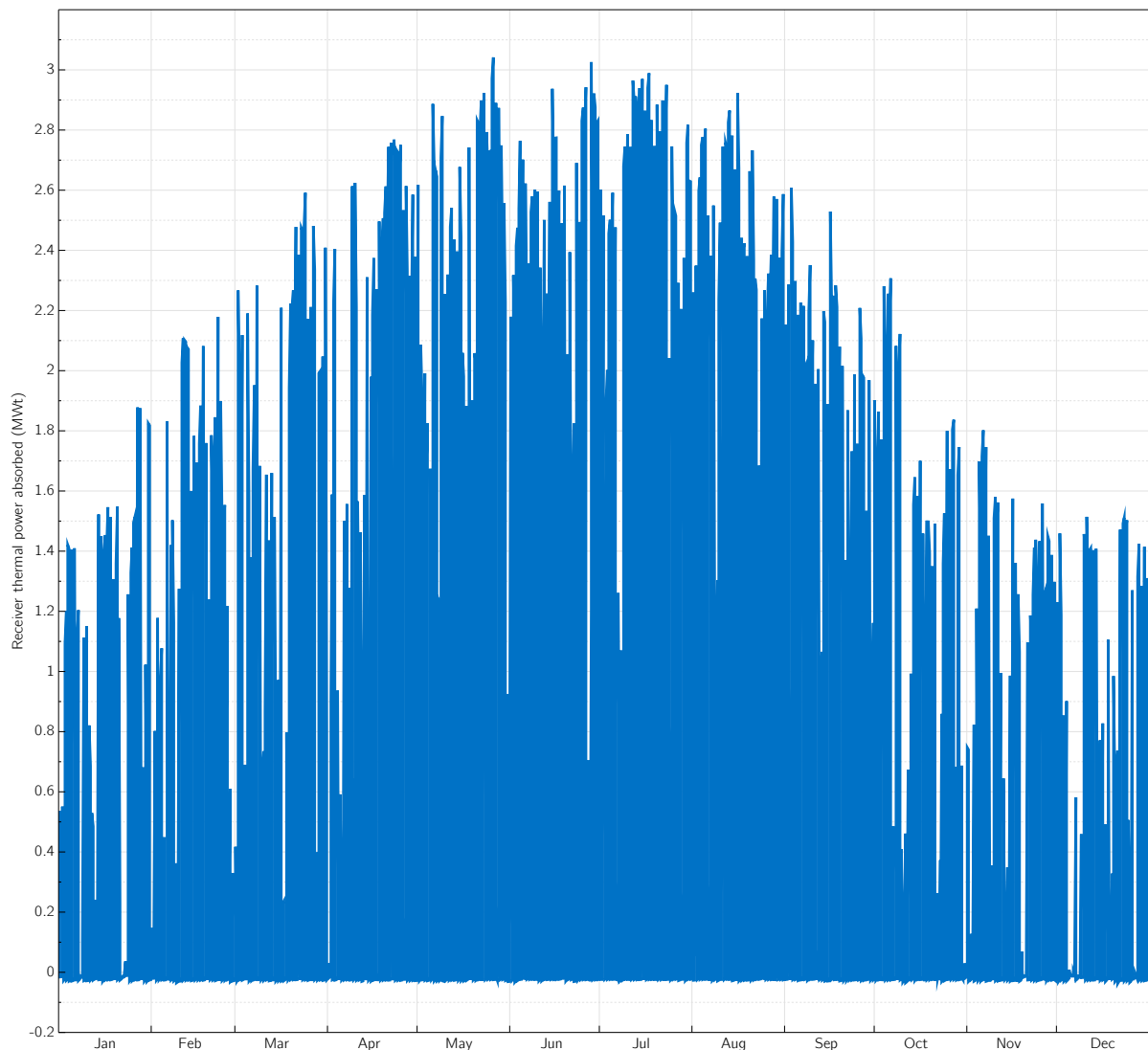


Figura 26 - Potencia térmica absorbida por el campo solar (SAM)

El resultado obtenido es 4,76 GWh netos (4,84 GWh brutos) anuales, lo que se queda algo por debajo de los 5 GWh que demanda el proceso de producción de la fábrica.

No existe mucho margen de mejora para nuestro modelo de campo solar, debido a que el sistema está compuesto por equipos que desempeñan el mejor rendimiento posible para las condiciones que se dan en nuestro caso. Una opción sería colocar una fila adicional de captadores (serían 3 en total) para que la energía anual generada

umentase. Esto implica obtener un aumento considerable, alcanzando ahora los 10 GWh anuales. Esta opción se termina desechando porque supone un aumento excesivo de energía, además de un aumento considerable del coste de la planta.

El déficit de potencia suministrada por el campo se compensará con un sistema de almacenamiento de energía. Este sistema debe permitir almacenar la energía térmica sobrante que se genera en las horas de mayor radiación, para luego aprovecharla cuando el aporte térmico del campo no pueda igualar al requerido.

6.3 Sistema de almacenamiento

6.3.1 Metodología de diseño

El campo solar que hemos diseñado genera una cantidad de energía térmica directamente proporcional a la intensidad de la radiación solar para cada hora de luz del día. Aparte de las horas de día y de noche, cuando no hay radiación solar, dependemos también de las estaciones meteorológicas, siendo los meses de verano los más productivos en términos energéticos, y los de invierno los que menos.

Esta irregularidad provoca que existan épocas del año en las que haya déficit de producción de energía y otras por lo contrario en las que se consiga generar superávit de energía. Como ya se mostró en el apartado 2.4, el perfil de consumo horario es constante para todos los días del año, por lo que el hecho de que se produzca un déficit provoca que deba compensarse reservando la energía producida en los momentos de superávit en un sistema de almacenamiento.

El sistema de almacenamiento de energía térmica se ha diseñado a partir de la recopilación de los datos de potencia térmica absorbida por el campo (Figura 27) y del consumo horario de producción de la fábrica, repetido para cada día del año (Figura 28). Se ha elaborado con ellos una hoja de cálculo Excel, donde se ha generado una tabla con los datos de potencia generada y consumo correspondientes a cada hora del año (8760 horas). Con un total de 8760 datos, el siguiente paso ha sido crear una tercera columna llamada 'almacenamiento', la cual se ha definido a partir de la diferencia entre los valores de potencia y de consumo. De este modo, se ha generado una columna compuesta por los datos recopilados de todas las horas del año en las que habrá exceso de energía generada (superavit) o defecto de energía (déficit).

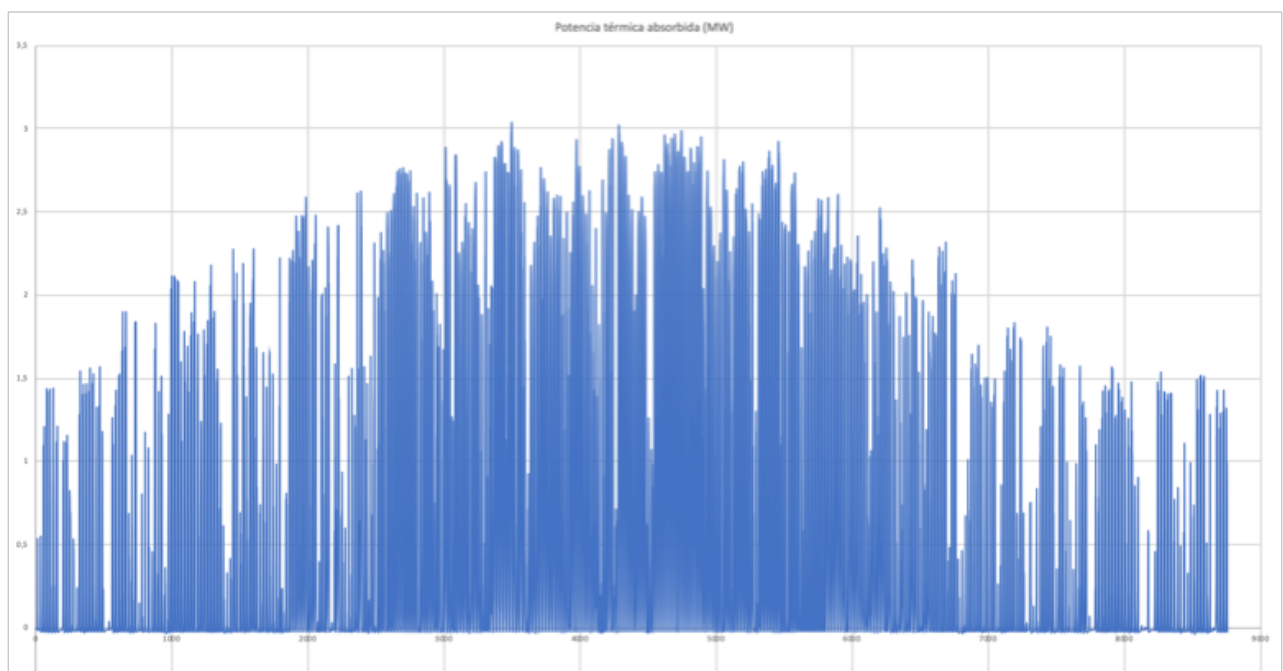


Figura 27 - Potencia térmica aportada por el campo para cada hora del año (SAM)

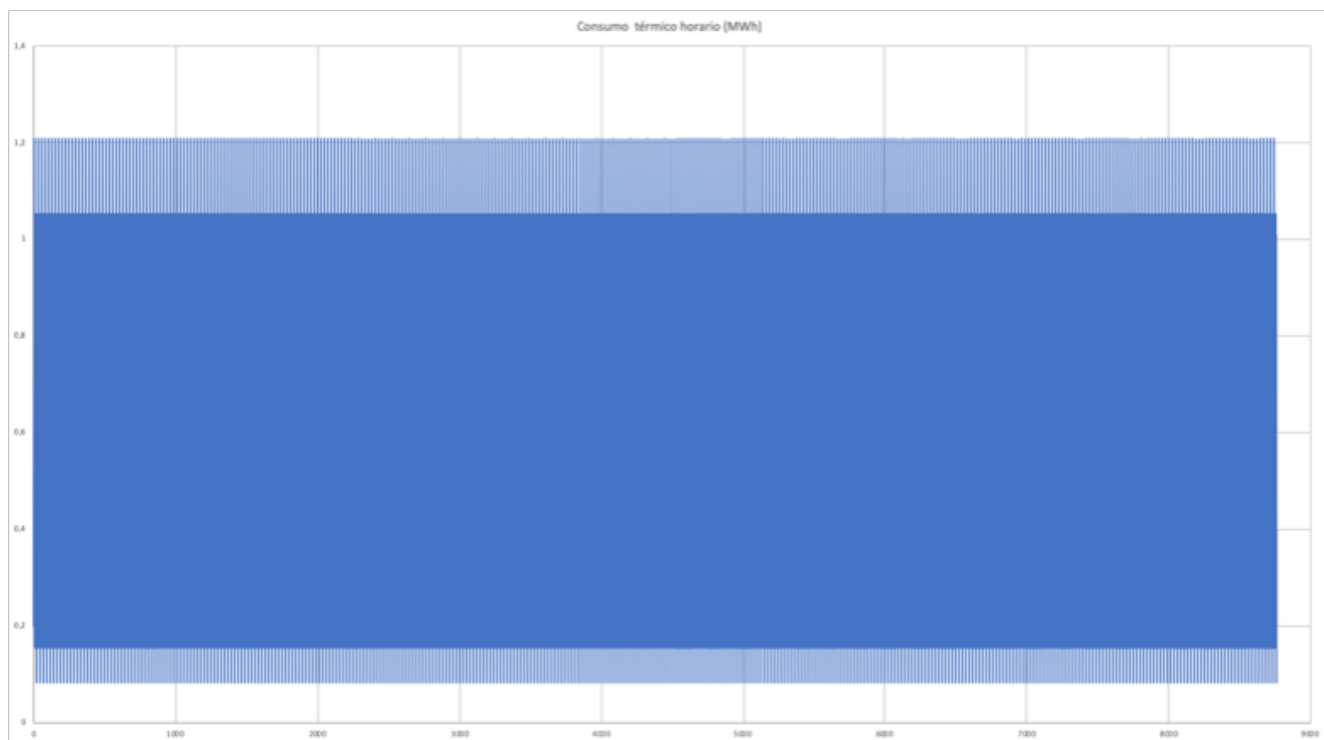


Figura 28 - Consumo térmico demandado para cada hora del año (SAM)

El siguiente paso en el diseño del sistema de almacenamiento, ha sido calcular cual debe ser el volumen inicial de carga energética que debe de tener dicho sistema al comenzar el año de producción. Para que la demanda de energía quede cubierta durante el primer año de producción, el sistema de almacenamiento debe comenzar el año con un estado de carga inicial definido (un porcentaje de volumen inicial lleno). El procedimiento analítico que se ha seguido en la hoja de cálculo se describe en la siguiente tabla:

Tabla 13 - Procedimiento de obtención del estado de carga inicial del sistema de almacenamiento (elaboración propia)

Valores horarios (8760 valores) (MW)	P	C	A	A (+10%)	A (+20%)	A (+30%)	A (+40%)	A (+50%)
Sumatorio (Σ)	5047,65	5007,8	39,85	2308,38	4576,917	6845,45	9113,98	11382,5
Valor máximo (M)	3,04	1,2	2,589	2,848	3,107	3,366	3,62	3,88
¿Todos los valores OK? Verdadero (V) /Falso (F)	-	-	F	F	F	F	F	V

P: Potencia absorbida (MW)

C: Consumo (MW)

A: Almacenamiento (MW) [$A = P - C$]

Para conocer cual debía ser el estado de carga inicial de la energía almacenada, se introdujo una función condicional SI (función de Excel), que comprobara que todos y cada uno de los valores de la columna

‘almacenamiento’ (A) fuesen mayor que cero. La función devuelve una V si se cumple y una F si no se cumple. El hecho de que los valores de la columna A resultasen menores que cero conllevaba a que la demanda de energía (columna consumo) para dichas horas de producción no quedaba cubierta. Para que el sistema de almacenamiento este correctamente diseñado, la demanda debe estar completamente cubierta para todas las horas de producción.

Por tanto, se introdujo también una función MAX, que devolvía el valor máximo de la columna A y de las sucesivas columnas. El procedimiento se prosiguió creando una nueva columna A ($A (+10\%)$) en la que a cada valor se le añadía el 10% del valor máximo de la columna A original. Seguidamente se volvió a comprobar si para esta nueva columna con estado de carga inicial de más 10% adicional ($A (+10\%)$), se cumplía la función SI antes definida. Al no ocurrir esto, se fue repitiendo el mismo procedimiento, pero aumentando cada vez más el porcentaje.

Finalmente, se obtiene un resultado óptimo cuando llegamos a un almacenamiento con un aumento de 50% del estado de carga inicial. El significado real de haber realizado este cálculo es que para que la demanda anual quede cubierta, tendremos que haber generado antes de comenzar la producción (comienzo del consumo), un aumento del estado de carga inicial en más 50% del volumen de almacenamiento. Esto quiere decir, que se deberá generar una cantidad suficiente de energía térmica que irá destinada a almacenamiento, sin haber comenzado aún la producción, para que no se produzca consumo de energía hasta haber almacenado la cantidad deseada. En la práctica podría realizarse simplemente dejando el campo solar activo generando

De este procedimiento nos quedamos con el valor máximo de dicha columna, 3,88 MW.

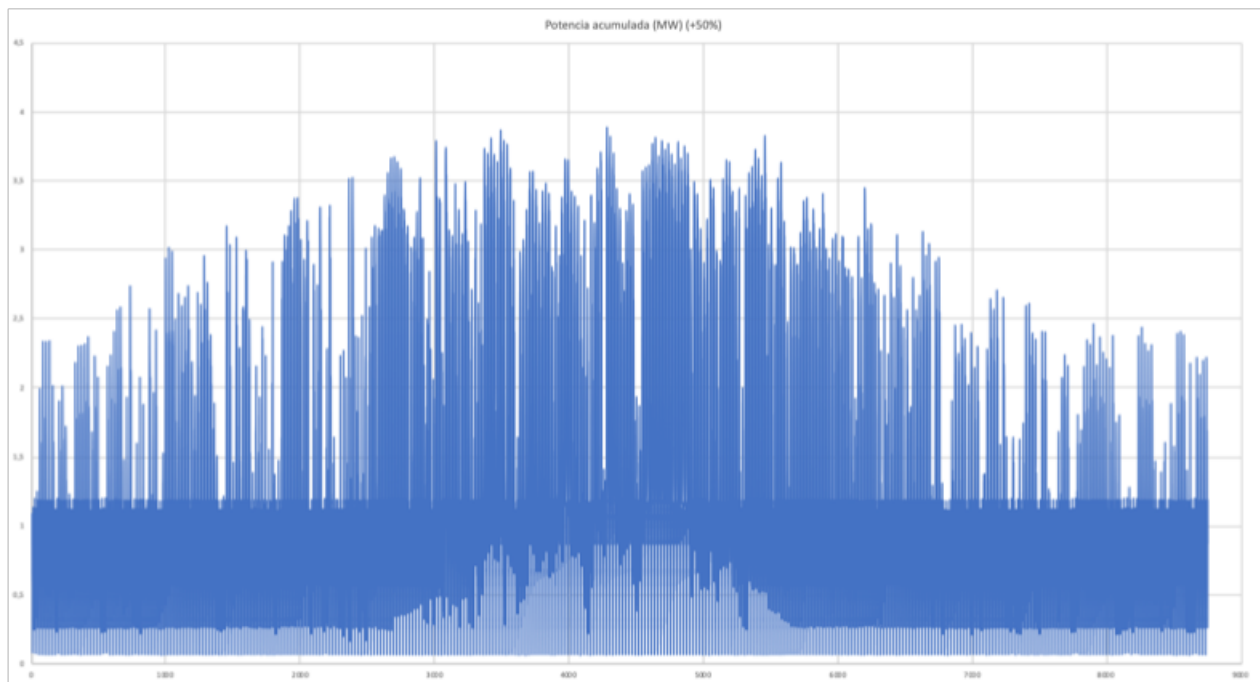


Figura 29 - Potencia térmica a almacenar (con +50% de aumento del estado de carga inicial) para cada hora del año (SAM)

6.3.2 Diseño del sistema de almacenamiento

En el apartado 4.4.5 se explicaba de manera breve el concepto de sistema de almacenamiento de energía térmica y cual es su funcionamiento.

El sistema de almacenamiento que se instalará para nuestra planta será de tipo directo y por tanto empleará el mismo fluido térmico que circula por los conductos del campo de captación solar, es decir, el Therminol 55. Emplear el mismo fluido de proceso como medio de almacenamiento presenta ventajas respecto a los sistemas

duales, como poder alcanzar rendimientos por encima del 90%.

A pesar de que comúnmente se suelen instalar dos tanques para la tarea del almacenamiento, nuestro sistema estará formado por un único tanque, en el que se contendrá el fluido térmico. El fluido contenido en el tanque estratificará de acuerdo con la temperatura, formando de esa manera distintas capas térmicas como resultado de las diferentes densidades del therminol. En este tipo de sistema de tanque único, para conseguir que la estratificación sea correcta, se debe tener una relación de altura-diámetro de entre 3 a 4. De este modo, el fluido caliente entraría por la parte superior del tanque y el frío por la parte inferior, buscando la manera de evitar o disminuir las turbulencias en el interior del tanque.

Para el diseño del tanque es necesario escoger una relación altura-diámetro que sea razonable con las dimensiones de nuestra planta. En nuestro caso, la relación escogida será 3,5, que partiendo del volumen de depósito que precisamos, obtendremos las dimensiones del tanque.

Cálculo del volumen de depósito de almacenamiento:

El primer paso para el cálculo del volumen es averiguar cual es el valor máximo de almacenamiento (valor de diseño). Este valor es la potencia térmica máxima que habrá que tener en almacenamiento para una de las 8760 horas del año de producción, y cuyo valor es el resultado del apartado anterior (3,88 MW). Al tratarse de un dato horario concerniente a un solo periodo de una hora, los 3,88 MW de potencia térmica podemos considerarlos en términos de energía como 3,88 MWh y de este modo poder expresarlos en julios (J), como unidad de energía. Esta cantidad de energía almacenada equivale en kJ a $1,3968 \times 10^7$ kJ.

El segundo paso es aplicar la siguiente ecuación, de la cual conocemos de antemano el valor de todas las variables.

$$Q = V\rho\overline{C_p}\Delta T \quad (1.29)$$

siendo,

Q = Energía almacenada (kJ)

ρ = Densidad del fluido térmico a la temperatura media (kg/m^3)

$\overline{C_p}$ = Calor específico del fluido a la temperatura media (kJ/kgK)

ΔT = Incremento de temperatura de trabajo del fluido térmico ($T_{max} - T_{min}$) (K)

La temperatura de trabajo para este análisis tiene unos valores fijados según los siguientes criterios:

- Para la temperatura máxima, se escoge la mayor temperatura alcanzable sin que se produzca degradación del fluido térmico. ($T_{max} = 295$ °C)
- Para la temperatura mínima, se escoge la mínima temperatura a la que el fluido térmico puede producir vapor en el generador. ($T_{min} = 180$ °C)

La densidad y el calor específico del aceite toman valores medidos a la temperatura media entre las temperaturas de trabajo, es decir, a 237,5 °C, siendo para nuestro caso:

$$\rho = 720,75 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\overline{C_p} = 2,67 \text{ kJ}/\text{kgK}$$

Despejando en la ecuación anterior el volumen (en metros cúbicos), obtenemos que el volumen de depósito de almacenamiento tiene que ser $63,12 \text{ m}^3$. Teniendo en cuenta que se debe realizar un sobredimensionamiento del 10% para evitar el exceso de presión y compensar la posible expansión del fluido por sobrettemperatura, escogemos un valor ligeramente mayor de 65 m^3 .

Según la relación altura-diámetro que escogimos anteriormente, los valores dimensionales del tanque serán los siguientes:

$$\text{Diámetro} = 2,87 \text{ m}$$

$$\text{Altura} = 10,05 \text{ m}$$

Elementos de seguridad del tanque:

El tanque deberá contar con una serie de sistemas de seguridad para prevenir los posibles accidentes.

- Sistema de inertización del aceite: consiste en un sistema que usa nitrógeno a una sobrepresión de $0,5 \text{ kg/m}^2$ para evitar la existencia de aire en el interior del tanque, ya que, si existiera aire dentro, se podría producir una explosión. La otra tarea de este sistema es mantener una baja presión en el circuito de aceite, por si en el caso de que se produzca una fuga, que esta suceda hacia el exterior y nunca hacia el interior, eliminando la posibilidad de que entre aire o agua en el circuito.
- Válvula de venteo: la tarea de esta válvula es evacuar el nitrógeno del tanque cuando la presión en el interior sea superior a $0,85 \text{ kg/m}^2$.
- Disco de ruptura: este dispositivo actúa en el caso de que se produzca una sobrepresión tan rápida que la válvula de venteo no sea capaz de mitigar con rapidez. Cuando el disco actúa, se rompe en el interior del tanque, por lo que si esto sucede, se debe de reponer y rellenar el tanque.
- Tanque de incondensables: es un pequeño tanque que se encarga de evacuar los volátiles que se desprenden del aceite.
- Sistema contraincendios: este sistema compuesto por agua y gel se vierte sobre el tanque en el caso de que se produzca un incendio.

Aparte de estos sistemas de seguridad, se procederá a la reposición anual del aceite con valor de 1 a 3 % del volumen, siempre que se respete su temperatura máxima de operación.

Diseño de tuberías y sistema de bombeo:

Una vez se tiene el campo solar dimensionado, el número de filas de captadores y los caudales de trabajo, el siguiente paso es el diseño del sistema de tuberías, para el cual es necesario el cálculo de la caída de presión total en el sistema completo. Este es el paso previo para conocer las características principales que la bomba de alimentación de aceite deberá tener para poder impulsar el fluido a través de todo el circuito de tuberías.

Los parámetros de los que dependerá la caída de presión son las características del fluido térmico y las propias de los tramos de tuberías, como las longitudes, diámetros, rugosidad de las paredes y los elementos discretos que las conforman. Para el correcto dimensionamiento de el circuito de tuberías siempre es importante atender al compromiso entre dos criterios de diseño, el económico y el funcional.

El circuito de tuberías y la bomba de alimentación de aceite conforman un sistema fundamental e imprescindible en cualquier tipo de sistema de captación de energía solar. A pesar de la importancia que supone el diseño de estos sistemas, no se ha considerado objeto de este proyecto por la complejidad que supone dicho diseño, el cual debe ser un estudio minucioso y exacto con el fin de evitar su sobredimensionamiento.

6.4 Sistema de generación de vapor

Este sistema se compone fundamentalmente por un generador de vapor, el cual tiene como función aprovechar el máximo de la energía térmica proveniente del campo solar a través del fluido térmico, para convertirla en vapor de agua mediante el uso de un intercambiador de calor (generador de vapor). La energía demandada por el proceso de producción de la cerveza se proporciona con el vapor de agua, por tanto, la generación de vapor es otro proceso que precisa de equipamiento y que consta de dos etapas para su transformación de agua líquida a vapor de agua. En estas dos etapas, el agua va aumentando su temperatura a la par que el aceite térmico desciende la suya, de 295 °C hasta 180 °C exactamente. Dicho intercambio térmico se produce en dos elementos

distintos.

6.4.1 Precalentador

Es un intercambiador de calor donde previamente se calienta el agua hasta la temperatura próxima a la evaporación. En esta primera etapa se busca saturar el agua, aumentar el rendimiento térmico de la instalación y eliminar la posibilidad de que el agua provoque contracciones térmicas a la entrada del evaporador por el hecho de no tener una temperatura suficientemente alta y uniforme.

6.4.2 Evaporador

Este intercambiador de calor está constituido por unos tubos conectados a dos cabezales verticales, donde se produce el intercambio térmico entre el aceite y el agua. Aquí es donde finalmente se produce la evaporación del agua, consistiendo el proceso en lo siguiente:

- Desde el cabezal inferior se transfiere agua saturada a los tubos
- En los tubos se produce la evaporación y por convección natural debido a la disminución de densidad por la temperatura, el agua asciende hasta el cabezal superior.
- Ya en el cabezal superior, el agua en estado mezcla de líquido y vapor es recogida y enviada al calderín de mezcla.

El calderín no es más que un espacio donde se encuentra la mezcla de líquido-vapor de agua en equilibrio, por lo que la temperatura que hay es la de saturación para la presión de operación. A parte de esto el calderín funciona como una reserva de agua, que sirve de apoyo para contrarrestar cualquier variación brusca de producción de vapor que pueda suceder.



Figura 30 - Generador de vapor ATTSU VL-INOX (www.ATTSU.com)

En cuanto a la selección del equipo de generación de vapor, hay que atender a la potencia térmica nominal que requiere la fábrica, y se elegirá un equipo acorde con esa potencia. Como ya se vió en capítulo 2, la planta requiere un máximo de 1,2 MW de potencia térmica, por tanto, sería necesario seleccionar un generador que cumpliera con esa potencia como mínimo, ya que habrá momentos en los que el campo solar este suministrando el 100 % de la potencia demandada por la planta.

Esquema de la instalación:

Con la adquisición del generador de vapor tenemos ya el último de los equipos fundamentales que conforman el diseño básico de nuestra planta. Contamos por tanto con:

- Un sistema de captación solar compuesto por dos filas en paralelo de colectores tipo CCP con los correspondientes tubos absorbedores.
- Un sistema de almacenamiento térmico de energía compuesto por un tanque de dimensiones definidas, y que usa como fluido de almacenamiento de energía, el mismo fluido de trabajo que el sistema de captación.
- Un intercambiador de calor que usa el flujo de fluido térmico a alta temperatura para generar vapor a partir del flujo de agua líquida.
- Un sistema de bombeo con la red de tuberías necesarios para bombear el fluido térmico a través del circuito que recorre toda la instalación. Aunque este equipo no se haya diseñado, se trata de un componente fundamental en las instalaciones de este tipo y por tanto es conveniente nombrarlo e incluirlo en el esquema de la instalación.

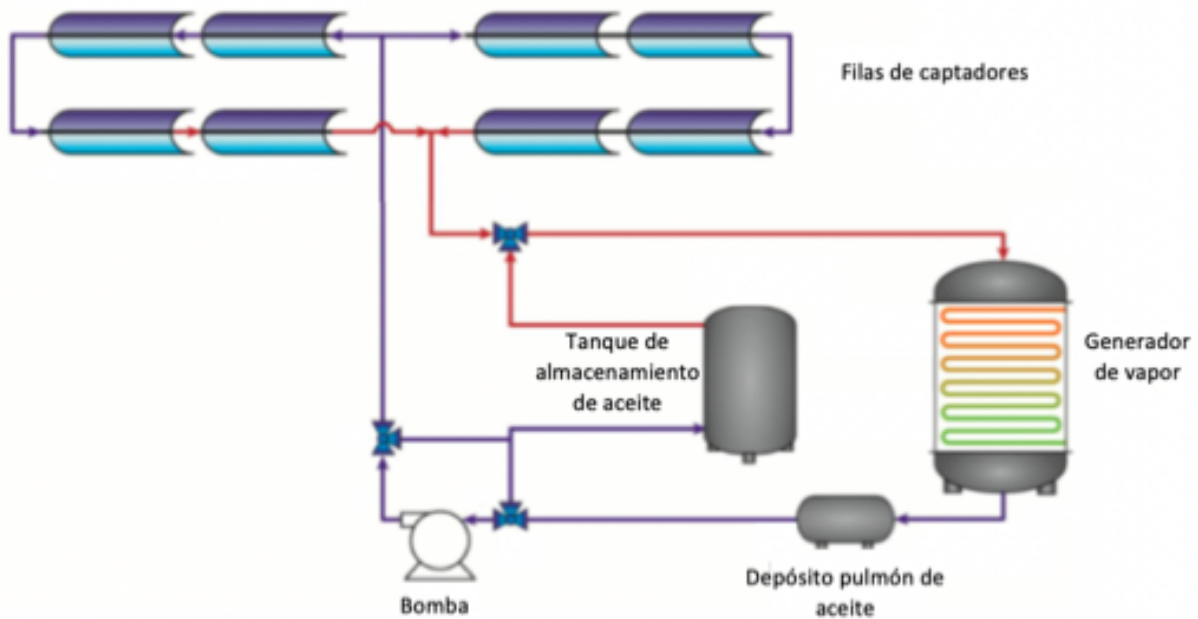


Figura 31 - Esquema completo de la instalación (elaboración propia)

7 CONCLUSIONES

Este proyecto ha consistido en un diseño técnico de una planta termosolar realizado de manera simple, por lo tanto, los cálculos no se aproximan exactamente a la versión real de este proyecto. Para los cálculos oportunos se ha hecho un uso conveniente de varias herramientas, donde se han ido enlazando los resultados entre ellas de manera que han sido todas partidarias fundamentales del diseño.

La finalidad del trabajo ha sido meramente académica y hay consciencia de que varios aspectos no se han trabajado a fondo debido a que no se han considerado objeto fundamental del estudio. A parte de esto cabe decir que tampoco se ha hecho un estudio económico, lo cual hubiera resultado interesante a la vez que complejo.

Se ha intentado ejemplificar de la manera mas realista posible, escogiendo equipos y sistemas que existen en la realidad y que son actualmente comercializables, como son el captador, el tubo absorbedor y el fluido de trabajo escogidos.

Hay que decir que el hecho de plantear proyectos de este tipo sirve para concienciar a la sociedad de que es posible encaminarla a la disminución del consumo de combustibles fósiles, que además de todo es un hecho que se está produciendo. Actualmente el sector industrial consume más del 50 % de la energía a nivel mundial y el 70 % aproximadamente, se trata de consumo térmico en forma de vapor. Esto quiere decir que la aplicación industrial de lo planteado en este trabajo tiene una repercusión global futura muy importante que debe de tomarse con seriedad.

Este trabajo es por tanto un documento informativo, y su intención es la de transmitir que se debe reducir la dependencia de los combustibles fósiles y optar por una mayor dependencia de las energías renovables.

8 REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

- [1] Zarza, E. M. (2016). *Módulo: Electricidad Termosolar Captadores Cilindroparabólicos Índice*.
- [2] Sancho, J., Riesco, J., & Jiménez, C. (2012). Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT. *Ministerio de Agricultura, ...*, 162.
- [3] Solver, E. E., Macintosh, A., Microsoft, W., & Nt, W. (n.d.). *Manual Ees*.
- [4] Wagner, M. J., & Gilman, P. (2011). Technical manual for the SAM physical trough model, by National Renewable Energy Laboratory (NREL, U.S. Department of Energy). *National Renewable Energy Laboratory, 303*(June), 275–3000.
- [5] Domínguez, J. M. (2007). Calor y temperatura. *Actividades Para La Enseñanza En El Aula de Ciencias. Fundamentos y Planificación.*, 119–165.
- [6] Hernández Velasco, Darío ,Escudero Muñoz, Álvaro & Velázquez, R. J.; Tutor: Eduardo Zarza Moya. 2011: “Suministro de energía térmica en la industria cervecera, mediante una planta termosolar con CCP.”
- [7] González Vázquez, José Manuel; Tutor: Eduardo Zarza Moya. 2014: “Diseño y estudio económico de una planta energía térmica a una planta láctea.”
- [8] Llorente Sánchez, Irene; Tutor: Pino Lucena, Francisco Javier. 2015: “Estado del arte de tubos receptores para captadores cilindro- parabólicos. Comparación de modelos estáticos.”
- [9] Lidia Monar González, Marta; Tutor: Pino Lucena, Francisco Javier. 2017: “Sistema de almacenamiento de energía térmica basado en vapor en centrales termosolares. Análisis y modelado.”
- [10] Molina Blanco, Selene; Tutor: Pino Lucena, Francisco Javier. 2014: “Análisis de sensibilidad del sistema de captación en una planta termosolar de colectores cilindroparabólicos.”
- [11] <http://inviahobby.com/hacer-cerveza-elaboracion-maquinaria/>
- [12] Propiedades del fluido térmico: www.therminol.com
- [13] Propiedades del tubo absorbedor (Schott solar): www.schottsolar.com
- [14] “Informe de Sostenibilidad 2009”, Heineken España.
- [15] Loizaga Barea, Alejandro; Tutor: Pino Lucena, Francisco Javier. 2017: “Análisis Térmico de Procesos Industriales para uso de Energía Solar Térmica.”
- [16] De Decker, Kris. 2012: “El brillante futuro de las fábricas alimentadas con energía termosolar.” (Low-Tech Magazine)

9 ANEXOS

ANEXO I – PROPIEDADES DEL THERMINOL 55

Typical properties^a

Appearance	Clear, yellow liquid
Composition	Synthetic hydrocarbon mixture
Maximum bulk temperature	290°C (550°F)
Maximum extended use temperature	315°C (600°F)
Maximum film temperature	335°C (635°F)
Normal boiling point	351°C (664°F)
Pumpability, at 300 mm ² /s (cSt)	-8°C (17°F)
Pumpability, at 2000 mm ² /s (cSt)	-28°C (-18°F)
Flash point, COC (ASTM D-92)	177°C (350°F)
Autoignition temperature (ASTM E-659)	366°C (691°F)
Autoignition temperature (DIN 51794)	382°C (719°F)
Pour point (ISO 3016)	-54°C (-65°F)
Minimum liquid temperatures for fully developed turbulent flow ($N_{Re} > 10,000$)	
10 ft/s, 1-in. tube (3.048 m/s, 2.54-cm tube)	67°C (152°F)
20 ft/s, 1-in. tube (6.096 m/s, 2.54-cm tube)	45°C (114°F)
Minimum liquid temperatures for transitional region flow ($N_{Re} > 2000$)	
10 ft/s, 1-in. tube (3.048 m/s, 2.54-cm tube)	24°C (75°F)
20 ft/s, 1-in. tube (6.096 m/s, 2.54-cm tube)	11°C (52°F)
Coefficient of thermal expansion @ 200°C	0.000961/°C (0.000534/°F)
Heat of vaporization at maximum use temperature	228 kJ/kg (98.1 Btu/lb)
Average molecular weight	320
Pseudocritical temperature	512°C (953°F)
Pseudocritical pressure	13.2 bar (191 psia)
Pseudocritical density	258 kg/m ³ (16.1 lb/ft ³)
Moisture content, maximum (ASTM E-203)	150 ppm
Dielectric constant @ 23°C (ASTM D-924)	2.23

^aThese data are based on samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Contact us for complete sales specifications for Therminol 55 fluid. Does not constitute an express warranty. See disclaimer on the back page of this bulletin.

Temperature		Liquid density	Liquid heat capacity	Heat of vaporization	Liquid enthalpy ^b	Liquid thermal conductivity	Liquid viscosity ^c		Vapor pressure ^d
°C	°F	kg/m ³	kJ/(kg·K)	kJ/kg	kJ/kg	W/(m·K)	cP (mPa·s)	cSt (mm ² /s)	kPa
-28	-18	904	1.73	418.0	-18.8	0.1340	1820	2010	—
-20	-4	899	1.76	412.0	-3.9	0.1331	756	841	—
-10	14	892	1.80	405.0	13.9	0.1319	309	346	—
0	32	885	1.83	398.1	32.0	0.1307	143	162	—
10	50	878	1.87	391.3	50.6	0.1296	73.8	84.0	—
20	68	872	1.91	384.6	69.4	0.1284	41.6	47.7	—
30	86	865	1.94	377.9	88.7	0.1273	25.2	29.2	—
40	104	858	1.98	371.4	108.3	0.1261	16.3	19.0	—
50	122	852	2.01	364.9	128.2	0.1249	11.1	13.1	—
60	140	845	2.05	358.5	148.5	0.1238	7.93	9.39	—
70	158	838	2.08	352.2	169.2	0.1226	5.89	7.02	—
80	176	831	2.12	345.9	190.2	0.1214	4.52	5.43	0.011
90	194	825	2.16	339.8	211.6	0.1203	3.56	4.32	0.019
100	212	818	2.19	333.7	233.3	0.1191	2.88	3.52	0.032
110	230	811	2.23	327.8	255.4	0.1179	2.38	2.93	0.054
120	248	804	2.26	321.8	277.9	0.1168	2.00	2.49	0.088
130	266	797	2.30	316.0	300.7	0.1156	1.71	2.14	0.140
140	284	790	2.33	310.2	323.8	0.1144	1.48	1.87	0.219
150	302	784	2.37	304.5	347.3	0.1133	1.29	1.65	0.334
160	320	777	2.40	298.8	371.2	0.1121	1.14	1.47	0.501
170	338	770	2.44	293.2	395.4	0.1109	1.02	1.32	0.738
180	356	763	2.47	287.7	420.0	0.1098	0.913	1.20	1.07
190	374	755	2.51	282.2	444.9	0.1086	0.825	1.09	1.53
200	392	748	2.54	276.7	470.1	0.1074	0.749	1.00	2.15
210	410	741	2.58	271.3	495.7	0.1062	0.683	0.921	2.98
220	428	734	2.61	265.9	521.7	0.1051	0.625	0.852	4.07
230	446	726	2.65	260.5	548.0	0.1039	0.574	0.790	5.51
240	464	719	2.68	255.1	574.7	0.1027	0.528	0.735	7.37
250	482	711	2.72	249.7	601.7	0.1015	0.488	0.686	9.76
260	500	704	2.75	244.3	629.1	0.1004	0.451	0.641	12.8
270	518	696	2.79	239.0	656.8	0.0992	0.418	0.600	16.6
280	536	688	2.83	233.5	684.9	0.0980	0.387	0.563	21.3
290	554	680	2.86	228.1	713.3	0.0968	0.360	0.529	27.2
300	572	672	2.90	222.6	742.1	0.0957	0.334	0.497	34.4
310	590	663	2.93	217.1	771.2	0.0945	0.311	0.468	43.1
320	608	655	2.97	211.5	800.7	0.0933	0.289	0.441	53.7

ANEXO II – PROPIEDADES TUBO ABSORBEDOR SCHOTT PTR70

Technical specification

Components	Specification
Dimension	<ul style="list-style-type: none"> length: 4060 mm at 20 °C ambient temperature (159.8 inches at 68 °F) aperture length: > 96.7% of the bulk length at 350 °C / 662 °F working temperature
Absorber	<ul style="list-style-type: none"> outer diameter: 70 mm / 2.75 inches steel-type: DIN 1.4541 or similar solar absorptance: <ul style="list-style-type: none"> $\alpha_{ISO} \geq 95.5\%$ $\alpha_{ASTM} \geq 96\%$ thermal emittance: $\varepsilon \leq 9.5\%$
Glass envelope	<ul style="list-style-type: none"> Borosilicate glass outer diameter: 125 mm / 4.9 inches antireflective coating solar transmittance: $\tau \geq 97\%$
Thermal losses	<ul style="list-style-type: none"> in conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields <ul style="list-style-type: none"> < 250 W/m (@ 400 °C) < 165 W/m (@ 350 °C) < 110 W/m (@ 300 °C) < 70 W/m (@ 250 °C)
Vacuum	<ul style="list-style-type: none"> residual gas pressure: $\leq 10^{-3}$ mbar
Noble gas capsule	<ul style="list-style-type: none"> integrated noble gas capsule for extended product lifetime
Heat transfer fluid	<ul style="list-style-type: none"> non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of $p_{H_2} < 30$ Pa
Operating pressure	<ul style="list-style-type: none"> ≤ 41 bar (absolute)

ANEXO III – TABLA CON PROPIEDADES DEL COLECTOR LUZ LS-3

Table 2. Solar collector characteristics [4,6].

Collector	Acurex 3001	M.A.N. M480	Luz LS-1	Luz LS-2		Luz LS-3
Year	1981	1984	1984	1985	1988	1989
Area (m ²)	34	80	128	235		545
Aperture (m)	1.8	2.4	2.5	5		5.7
Length (m)	20	38	50	48		99
Receiver Diameter (m)	0.051	0.058	0.042	0.07		0.07
Concentration Ratio	36:1	41:1	61:1	71:1		82:1
Optical Efficiency	0.77	0.77	0.734	0.737	0.764	0.8
Receiver Absorptivity	0.96	0.96	0.94	0.94	0.99	0.96
Mirror Reflectivity	0.93	0.93	0.94	0.94	0.94	0.94
Receiver Emittance	0.27	0.17	0.3	0.24	0.19	0.19
@ Temperature (°C/°F)			300/572	300/572	350/662	350/662
Operating Temp. (°C/°F)	295/563	307/585	307/585	349/660	390/734	390/734

ANEXO IV – MODELOS MATEMÁTICOS UNIDIMENSIONALES DE EES

{DATOS DE ENTRADA}

$$T_{amb} = 25+273 \text{ [K]}$$

$$T_{rm} = 25+273 \text{ [K]}$$

$$\text{"Alpha_captador=0,02 , R_optico=0,87"}$$

$$\text{Rho_capt=0,95}$$

$$\text{W_capt= 5,75}$$

$$\text{sigma=5,67*10}^{-8} \text{ "[W/m}^2\text{K}^4\text{"}$$

$$\text{Phi = 950 "[Flujo solar]" "[W/m}^2\text{"}$$

$$\text{Phi_solar_incidente= Phi * W_capt * L * Rho_capt}$$

$$\text{m_aceite = 4,08 "[Kg/s]"}$$

$$\text{"v_aceite = m_aceite / (S_t*Rho)"}$$

{ABSORBEDOR. TUBO METÁLICO. ACERO TIPO 304L}

$$\text{D}_1=0,066 \text{ "[m]"}$$

$$\text{D}_2=0,07 \text{ "[m]"}$$

$$\text{T}_{12}=(\text{T}_1+\text{T}_2)/2$$

$$\text{K}_t= 0,013*\text{T}_{12}+15,2 \text{ "[W/mK]"}$$

$$\text{A}_1 = \text{pi} * \text{D}_1 * \text{L} \text{ "[m}^2\text{"}$$

$$\text{A}_2 = \text{pi} * \text{D}_2 * \text{L} \text{ "[m}^2\text{"}$$

$$\text{S}_t = \text{pi} * (\text{D}_1/2)^2 \text{ "[m}^2\text{"}$$

$$\text{Epsilon}_t=0,08$$

$$\text{Tau}_t=0$$

$$\text{Alpha}_t=0,96$$

$$\text{Rho}_t=0,05$$

{VIDRIO (Pyrex) Y ZONA DE VACÍO}

$$\text{D}_3=0,115 \text{ "[m]"}$$

$$\text{D}_4=0,12 \text{ "[m]"}$$

$$\text{K}_v=1,04 \text{ "[W/mK]"}$$

$$\text{A}_3 = \text{pi} * \text{D}_3 * \text{L}$$

$$\text{A}_4 = \text{pi} * \text{D}_4 * \text{L} \text{ "[m}^2\text{"}$$

$$\text{Epsilon}_v=0,86$$

$$\text{Tau}_v=0,963$$

$$\text{Alpha}_v=0,02$$

$$\text{Rho}_v=0,05$$

{ACEITE TÉRMICO THERMINOL 55}

$$T_e = 180 + 273 \text{ [K]}$$

$$T_s = 295 + 273 \text{ [K]}$$

$$T_{mm} = (T_e + T_s) / 2$$

$$C_{p_e} = 2,47 \cdot 10^3$$

$$C_{p_s} = 2,88 \cdot 10^3$$

"Propiedades thermol 55 a la $T_{mm} = 237,5^\circ\text{C}$ "

$$C_p = 2,6725 \cdot 10^3$$

$$\rho = 720,75 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$$

$$M_i = 0,5395 \cdot (10^{-3}) \text{ [Kg/ms]}$$

$$K = 0,1048 \text{ [W/mK]}$$

{MECANISMOS}

$$Q = m_{aceite} \cdot (C_{p_s} \cdot T_s - C_{p_e} \cdot T_e)$$

$$Q_{cv_int} = (T_1 - T_{mm}) / R_{cv_int}$$

$$R_{cv_int} = 1 / (A_1 \cdot h_{cv_int})$$

$$Q_{cond_t} = (T_2 - T_1) / R_{cond_t}$$

$$R_{cond_t} = \ln(D_2/D_1) / (2 \cdot \pi \cdot K_t \cdot L)$$

$$Q_{rad_int} = (T_2 - T_3) / R_{rad_int}$$

$$R_{rad_int} = 1 / (A_2 \cdot h_{rad_int})$$

$$Q_{cond_v} = (T_3 - T_4) / R_{cond_v}$$

$$R_{cond_v} = \ln(D_4/D_3) / (2 \cdot \pi \cdot K_v \cdot L)$$

$$Q_{cv_ext} = (T_4 - T_{amb}) / R_{cv_ext}$$

$$R_{cv_ext} = 1 / (A_4 \cdot h_{cv_ext})$$

$$Q_{rad_ext} = (T_4 - T_{rm}) / R_{rad_ext}$$

$$R_{rad_ext} = 1 / (A_4 \cdot h_{rad_ext})$$

{BALANCES}

$$\Phi_{solar_incidente} \cdot \tau_v \cdot \alpha_t = ((T_2 - T_1) / R_{cond_t}) + ((T_2 - T_3) / R_{rad_int}) \text{ "(I)"}$$

$$Q_{cv_int} = Q_{cond_t}$$

$$\Phi_{solar_incidente} \cdot \alpha_v = -((T_3 - T_4) / R_{cond_v}) + ((T_4 - T_{rm}) / R_{rad_ext}) + ((T_4 - T_{amb}) / R_{cv_ext}) \text{ "(II)"}$$

$$Q_{cond_v} = Q_{rad_int}$$

$$Q_{cv_int} = Q \text{ "(III)"}$$

{COEFICIENTES DE PELICULA}

$h_{rad_int} = 4 * \epsilon_t * \sigma * ((T_2 + T_3)/2)^3$ "[W/m2K]"

$h_{rad_ext} = 4 * \epsilon_v * \sigma * ((T_{rm} + T_4)/2)^3$ "[W/m2K]"

Call fc_horizontal_cylinder('air';T_4;T_amb; 1;D_4: hcv_ext; Nusseltext; Ra)

Call PipeFlow ('Therminol_55'; T_mm; 1; m_aceite; D_1; L;0,001: hcv_int; h_H; DELTAP; Nusselt_T; f; Re)

{SST\$OFF}

{DATOS DE ENTRADA}

T_amb = 25+273 [K]

T_rm = 25+273 [K]

{Alpha_captador=0,02}

Rho_capt=0,95

W_capt= 5,75

L=400

$\sigma = 5,67 * 10^{(-8)}$ "[W/m2K4]"

Phi = 950 "[Flujo solar]" "[W/m2]"

Phi_solar_incidente= Phi * W_capt * L * Rho_capt

{m_aceite = 4,08 "[Kg/s]"}

v_aceite = m_aceite / (S_t*Rho)}

{ABSORBEDOR. TUBO METÁLICO. ACERO TIPO B42}

D_1=0,066 "[m]"

D_2=0,07 "[m]"

$T_{12} = (T_1 + T_2)/2$

$K_t = 0,013 * T_{12} + 15,2$ "[W/mK]"

$A_1 = \pi * D_1 * L$ "[m2]"

$A_2 = \pi * D_2 * L$ "[m2]"

$S_t = \pi * (D_1/2)^2$ "[m2]"

Epsilon_t=0,08

Tau_t=0

Alpha_t=0,96

Rho_t=0,05

{VIDRIO (Pyrex) Y ZONA DE VACÍO}

$$D_3=0,115 \text{ "[m]"}$$

$$D_4=0,12 \text{ "[m]"}$$

$$K_v=1,04 \text{ "[W/mK]"}$$

$$A_3 = \pi * D_3 * L$$

$$A_4 = \pi * D_4 * L \text{ "[m2]"}$$

$$\text{Epsilon}_v=0,86$$

$$\text{Tau}_v=0,963$$

$$\text{Alpha}_v=0,02$$

$$\text{Rho}_v=0,05$$

{ACEITE TÉRMICO THERMINOL 55}

$$T_e = 180+273 \text{ [K]}$$

$$T_s = 295+273 \text{ [K]}$$

$$T_{mm} = (T_e+T_s)/2$$

$$Cp_e=2,47*10^3$$

$$Cp_s=2,88*10^3$$

"Propiedades therminol 55 a la $T_{mm}=237,5^\circ\text{C}$ "

$$Cp=2,6725*10^3$$

$$\text{Rho}=720,75 \text{ "[Kg/m3]"}$$

$$Mi=0,5395*(10^{(-3)}) \text{ "[Kg/ms]"}$$

$$K=0,1048 \text{ "[W/mK]"}$$

{MECANISMOS}

$$Q = m_{\text{aceite}} * (Cp_s * T_s - Cp_e * T_e)$$

$$Q_{cv_int} = (T_1 - T_{mm}) / R_{cv_int}$$

$$R_{cv_int} = 1 / (A_1 * h_{cv_int})$$

$$Q_{cond_t} = (T_2 - T_1) / R_{cond_t}$$

$$R_{cond_t} = \ln(D_2/D_1) / (2 * \pi * K_t * L)$$

$$Q_{rad_int} = (T_2 - T_3) / R_{rad_int}$$

$$R_{rad_int} = 1 / (A_2 * h_{rad_int})$$

$$Q_{cond_v} = (T_3 - T_4) / R_{cond_v}$$

$$R_{cond_v} = \ln(D_4/D_3) / (2 * \pi * K_v * L)$$

$$Q_{cv_ext} = (T_4 - T_{amb}) / R_{cv_ext}$$

$$R_{cv_ext} = 1 / (A_4 * h_{cv_ext})$$

$$Q_{rad_ext} = (T_4 - T_{rm}) / R_{rad_ext}$$

$$R_{rad_ext} = 1 / (A_4 * h_{rad_ext})$$

{BALANCES}

$$\Phi_{solar_incidente} * \alpha_v = - ((T_3 - T_4) / (R_{cond_v})) + ((T_4 - T_{rm}) / R_{rad_ext}) + ((T_4 - T_{amb}) / R_{cv_ext})$$

"(I)"

$$Q_{cond_v} = Q_{rad_int}$$

"(II)"

$$\Phi_{solar_incidente} * \tau_v * \alpha_t = ((T_2 - T_1) / (R_{cond_t})) + ((T_2 - T_3) / (R_{rad_int}))$$

"(III)"

$$Q_{cv_int} = Q_{cond_t}$$

"(IV)"

$$Q_{cv_int} = Q$$

"(V)"

{COEFICIENTES DE PELICULA}

$$h_{rad_int} = 4 * \epsilon_t * \sigma * ((T_2 + T_3) / 2)^3$$

"[W/m2K]"

$$h_{rad_ext} = 4 * \epsilon_v * \sigma * ((T_{rm} + T_4) / 2)^3$$

"[W/m2K]"

Call fc_horizontal_cylinder('air'; T_4; T_amb; 1; D_4; hcv_ext; Nusselt_text; Ra)

Call PipeFlow('Therminol_55'; T_mm; 1; m_aceite; D_1; L; 0,001; hcv_int; h_H; DELTAP; Nusselt_T; f; Re)

{SST\$OFF}