



MODELO DETALLADO DE LA PRODUCCIÓN DE VAPOR EN TUBOS RECEPTORES LINEALES

Autor: Rafael del Río Ferrari

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena

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

Sevilla, 2017



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería de la Energía

MODELO DETALLADO DE LA PRODUCCIÓN DE VAPOR EN TUBOS RECEPTORES LINEALES

Autor:

Rafael del Río

Tutor:

Francisco Javier Pino Lucena

Profesor titular

Departamento Ingeniería Energética.
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2017

Proyecto Fin de Carrera: MODELO DETALLADO DE LA PRODUCCIÓN DE VAPOR EN TUBOS
RECEPTORES LINEALES

Autor: Rafael del Río Ferrari

Tutor: Francisco Javier Pino Lucena

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2017

El secretario del Tribunal

*A mi tutor por su infinita
paciencia y a mis padres, que
gracias a su apoyo puedo
presentar este trabajo.*

Agradecimientos

Deseo agradecer en este apartado a los docentes de mi facultad, la Escuela Técnica de Ingeniería, quienes en algún día me impartieron clases y a los que les debo agradecer que me formasen técnicamente y personalmente. En especial quiero hacer resaltar la figura de Javier Pino Lucena, por su orientación en este trabajo y su disponibilidad. No puedo no mencionar a las, aunque pocas, grandes amistades que me llevo de estos años, han marcado toda una grandísima etapa y espero estén presentes en la nueva que ahora se abre paso.

Resumen

El objetivo principal de este trabajo ha sido la obtención de un modelo matemático que permite simular el comportamiento de un captador cilindro parabólico que usa agua como fluido caloportador. Gracias al modelo se permite conocer las propiedades del vapor de agua obtenido según el recurso solar disponible, así como obtener el caudal de vapor que se podría conseguir especificando unas condiciones de salida y una irradiancia.

Se ha utilizado un fluido alternativo del que se viene usando en las plantas solares térmicas siendo este el aceite térmico como lo son por ejemplo el therminol y el dowtherm. De esta forma al usar agua se ha conseguido simular la obtención de vapor directa que permite una mejor adaptación de esta tecnología al sector industrial. Esto es así por el hecho de que casi la gran mayoría de los procesos industriales requieren vapor de agua para poder llevarse a cabo.

Abstract

The main of this Project was to obtain a model able to simulate the behavior of the water using a parabolic trough. It has been used an alternative fluid from the one that it is normally used in solar plants, this fluid is the thermal oil, such as Therminol or Dowtherm. Using water as the working fluid, it allows to have a direct steam production, so it makes easier to continue the development of this technology in the industrial sector due to the main demand from industrial process is the steam.

Índice

1. Introducción:	17
1.2 Agua como fluido de trabajo	24
1.3 Características del Cambio de fase	24
1.4 Ventajas e inconvenientes del agua como fluido de trabajo frente al aceite térmico	26
2. Sistemas de Concentración Solar	28
2.1 Cilindro Parabólico	29
2.1.1 Lazo	29
2.1.2 Módulo	30
2.1.3 Colector	30
2.1.4 Estructura	30
2.1.5 Reflector	31
2.1.6 Tubo absorbedor	32
2.1.7 Sistema de bombeo	33
2.2 Pérdidas del cilindro parabólico	33
2.3 Pérdidas geométricas	33
2.4 Pérdidas ópticas	35
2.5 Pérdidas térmicas	36
3. Modelo usado para el análisis del cilindro parabólico	37
3.1 Mecanismos de transferencia y balances	37
3.1.1 Análisis detallado de cada término	39
3.1.2 Computamiento del modelo	46
4. Caso Base	49
4.1 Descripción del caso base	49
4.2 Análisis de sensibilidad	52
4.2.1 Perfil de temperatura	52
4.2.2 Obtención del caudal según la irradiación	54
4.2.3 Longitud del tubo absorbedor	55
4.2.4 Dependencia de la eficiencia respecto a la irradiancia	57
4.2.5 Sensibilidad del modelo ante el diámetro exterior e interior	60
4.2.6 Análisis del comportamiento del cilindro parabólico con pérdida de vacío	62
4.2.7 Cálculo del caudal de vapor mediante el recurso solar	64
5. Conclusión	70
Anexo	73
Referencias	85
Glosario	87

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1 DEMANDA TÉRMICA DE LOS PORCESOS INDUSTRIALES.....	23
TABLA 2 POTENCIAL SOLAR EN ANDALUCÍA.....	24
TABLA 3 DEFINICIÓN DE VARIABLES ENERGÉTICAS Y CON EL MEDIO QUE INTERCAMBIAN.....	38
TABLA 4 PARAMETROS DE LA CORRELACIÓN DE RATZEL.....	39
TABLA 5 PARAMETROS PARA EL CALCULO COEFICIENTE CONVECTIVO DEL AIRE EXTERIOR CON EES.....	40
TABLA 6 PARAMETROS PARA EL CALCULO COEFICIENTE CONVECTIVO DEL AIRE EXTERIOR CON EES.....	40
TABLA 7 VARIABLES DEL INTERCAMBIO RADIANTE.....	41
TABLA 8 VARIABLES DE LA CORRELACIÓN TEMPERATURA DEL CIELO.....	41
TABLA 9 VARIABLES PARA EL CALCULO DEL CALOR ABSORBIDO POR EL FLUIDO.....	41
TABLA 10 TABLA CON LAS VARIABLES DE LA CORRELACIÓN DE DITTUS-BOELTER.....	42
TABLA 11 CORRELACIÓN DE FOSTER-ZUBER.....	43
TABLA 12 CORRELACIÓN DE MERILO.....	44
TABLA 13 CORRELACIÓN DE BROMLEY.....	45
TABLA 14 CORRELACION DE DITTUS-BOELTER.....	46
TABLA 15 PRESIONES DEL TRABAJO PARA EVALUAR EL COMPORTAMIENTO DEL MODELO.....	47
TABLA 16 CARACTERÍSTICAS DEL MODELO CILINDRO PARABÓLICO ET-100.....	51
TABLA 17 PARÁMETROS DEL DÍA DE OPERACIÓN.....	51
TABLA 18 CONDICIONES DEL AGUA DE ENTRADA DE LA PLANTA PUERTOLLANO.....	51
TABLA 19 CONDICIONES DE ENTRADA DEL CASO BASE.....	51
TABLA 20 EVOLUCIÓN DE LOS DIFERENTES RÉGIMENES.....	52
TABLA 21 OBTENCIÓN DEL CAUDAL SEGÚN EL NIVEL DE IRRADIANCIA.....	55
TABLA 22 VARIACIÓN DEL DIÁMETRO EXTERIOR Y OBTENCIÓN DE TEMPERATURA A LA SALIDA.....	61
TABLA 23 VARIACIÓN DEL DIÁMETRO INTERIOR Y OBTENCIÓN DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA.....	61
TABLA 24 PARAMETROS DE LA CORRECCIÓN CHURCHILL Y CHU.....	62
TABLA 25 AREA DE TRASNFERENCIA SEGÚN DIÁMETRO INTERNO Y GANANCIA.....	¡ERROR ! MARCADOR NO DEFINIDO.

ÍNDICE DE FIGURAS

ILUSTRACIÓN 1 EVOLUCIÓN MUNDIAL DEL CONSUMO DEL PETRÓLEO Y COMBUSTIBLES FÓSILES.....	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ILUSTRACIÓN 2 IMAGEN COMPARATIVA DE LA CANTIDAD DE RECURSO SOLAR FRENTE A OTRAS FUENTES DE ENERGÍA.....	18
ILUSTRACIÓN 3 COMPONENTES DE LA RADIACIÓN	¡ERROR! MARCADOR NO DEFINIDO.
ILUSTRACIÓN 4 EVOLUCIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA DE LOS SECTORES INDUSTRIALES	21
ILUSTRACIÓN 5 DIFERENCIACIÓN DEL CONSUMO ELÉCTRICO Y TÉRMICO EN LA INDUSTRIA ESPAÑOLA	22
ILUSTRACIÓN 6 CONCENTRACIÓN PUNTUAL Y LINEAL.....	28
ILUSTRACIÓN 7 EJEMPLO DE LAZO	29
ILUSTRACIÓN 8 UNIDAD INDIVIDUAL DEL LAZO, MÓDULO.....	30
ILUSTRACIÓN 9 EJEMPLO DE ESTRUCTURA	31
ILUSTRACIÓN 10 ESPEJO REFLECTOR DEL CLINDRO PARABÓLICO	32
ILUSTRACIÓN 11 COMPONENTES DEL TUBO ABSORBEDOR	33
ILUSTRACIÓN 12 ESTAPAS EN LA EBULLICIÓN DEL AGUA	25
ILUSTRACIÓN 13 PÉRDIDAS POR SOMBREADO	34
ILUSTRACIÓN 14 PERDIDAS ASOCIADAS AL FINAL DE COLECTOR	35
ILUSTRACIÓN 15 CONJUNTO DE PÉRDIDAS ASOCIADAS AL EFECTO ÓPTICO	35
ILUSTRACIÓN 16 EJEMPLO DEL INTERCAMBIO ENERGÉTICO EN LA SECCIÓN DEL ABSORBEDOR.....	37
ILUSTRACIÓN 17 EVOLUCIÓN DE LA EBULLICIÓN EN TUBO HORIZONTAL.....	43
ILUSTRACIÓN 18. TRANSFERENCIA DE CALOR SEGÚN LAS FASES DE EBULLICIÓN	44
ILUSTRACIÓN 19 OBTENCIÓN DE LA EVOLUCIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DEL FLUIDO A LO LARGO DEL TUBO A DIFERENTES PRESIONES	47
ILUSTRACIÓN 20 PLANTA DE PUERTOLLANO	48
ILUSTRACIÓN 21 PERFIL DE TEMPERATURA A LA PRESIÓN DE TRABAJO	49
ILUSTRACIÓN 22 DEPENDENCIA DE LA TEMPERATURA DE SATURACIÓN CON LA PRESIÓN	51
ILUSTRACIÓN 23 PERFIL DE TEMPERATURA A DIFERENTES PRESIONES DE TRABAJO	51
ILUSTRACIÓN 24 VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE SALIDA RESPECTO A LA LONGITUD DEL COLECTOR	52
ILUSTRACIÓN 25 CAUDAL VS TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO	53
ILUSTRACIÓN 26 VARIACIÓN DE LA EFICIENCIA TOMADA DEL ARTICULO CIENTÍFICO THERMAL ANALYSIS OF PARABOLIC TROUGH SOLAR COLLECTORS FOR ELECTRIC POWER GENERATION	55
ILUSTRACIÓN 27 DEPENDENCIA DE LA EFICIENCIA RESPECTO A LA IRRADIANCIA DEL MODELO	56
ILUSTRACIÓN 28 VARIACIÓN DE LA EFICIENCIA CON LA IRRADIACION PARA DIFERENTES CAUDALES	58
ILUSTRACIÓN 39 PÉRDIDAS POR CADA ESTAPA EN LA EBULLICIÓN	59
ILUSTRACIÓN 30 SIMULACIÓN DEL MODELO CON ROTURA EN EL PRIMER COLECTOR	62
ILUSTRACIÓN 31 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE ENERO	64
ILUSTRACIÓN 32 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE FEBRERO	65
ILUSTRACIÓN 33 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE MARZO.....	65
ILUSTRACIÓN 34 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE ABRIL	65
ILUSTRACIÓN 35 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE MAYO	66
ILUSTRACIÓN 36 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE JUNIO	66
ILUSTRACIÓN 37 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE JULIO	66
ILUSTRACIÓN 38 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE AGOSTO	67
ILUSTRACIÓN 39 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE SEPTIEMBRE.....	67
ILUSTRACIÓN 40 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE OCTUBRE	67
ILUSTRACIÓN 41 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE NOVIEMBRE	68
ILUSTRACIÓN 42 CAUDAL DE VAPOR EN EL MES DE DICIEMBRE.....	68
ILUSTRACIÓN 43 ESTIMACIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE VAPOR EN EL AÑO.....	69

1. INTRODUCCIÓN:

A medida que el tiempo transcurre es un hecho que la sociedad tiene una mayor dependencia energética para cubrir su bienestar. Un bienestar que parece no terminar de tomar forma y que con los años va evolucionado según la sociedad lo hace.

Es imposible comparar el bienestar de hace 50 años con el de hoy, este hecho es el causante del crecimiento exponencial del consumo energético.

Es a partir de la primera revolución industrial cuando surgió el primer gran crecimiento tecnológico, originando un aumento disparado del consumo de combustibles fósiles. Tecnologías como la máquina de vapor, el motor de combustión interna fueron el ápice del inicio del cambio incesante de las necesidades del ser humano. Todo ello ocasionó el continuo aumento del consumo energético.

Tomando como punto de partida la primera revolución industrial, el crecimiento de la tecnología sucesiva siempre ha tenido un vector dominante, el de los combustibles fósiles. Es por ello que en las décadas siguientes aumentará el uso del carbón, petróleo y gas natural como fuentes primarias para cubrir la demanda. No es hasta mediados de los 70 cuando ocurre la primera crisis del petróleo (no siendo la única en la historia).

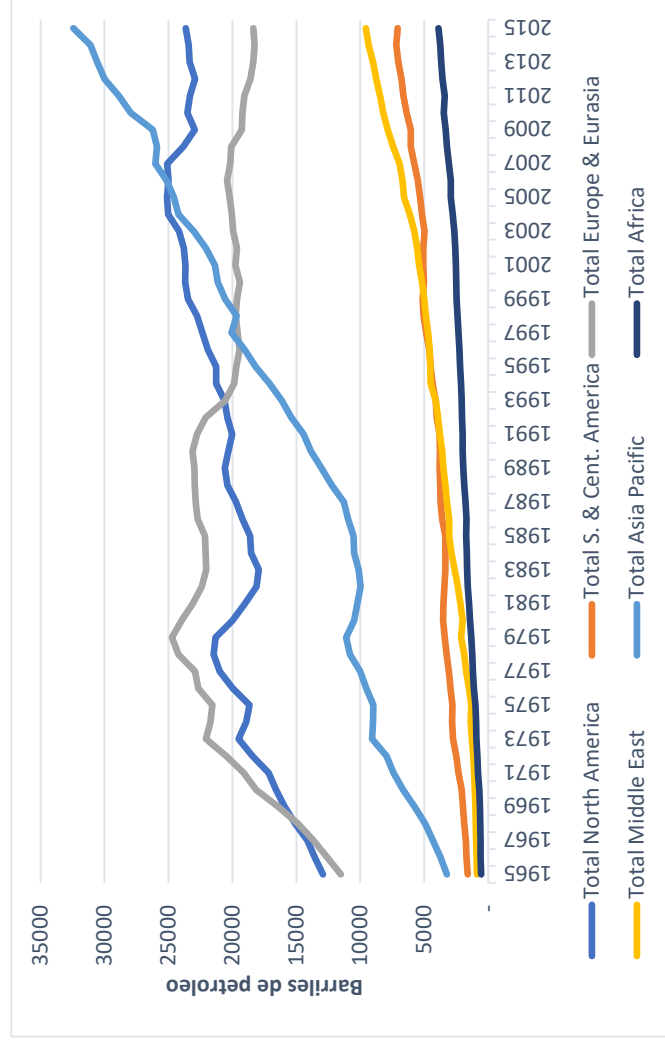


Ilustración 1 Evolución mundial del consumo del petróleo y combustibles fósiles

Fuente: Bp statistical review of world energy 2016

Aun así, el consumo exponencial del petróleo y de los combustibles fósiles no parece estabilizarse hasta entrados los años 90.

La gran dependencia de los combustibles fósiles durante tantos años ha traído a nuestros días graves problemas tanto medio ambientales como de dependencia energética. Es un hecho, presente en la actualidad, que, debido al monopolio energético del petróleo, el carbón y el gas natural desde décadas atrás estemos sufriendo a día de hoy las consecuencias del cambio climático.

No fue hasta finales de los noventa cuando el problema del cambio climático empezó a tener cierto eco social. Firmándose el famoso protocolo de Kioto por algunos países de forma que estos se comprometían a reducir la emisión de los gases de efecto invernadero un 5% en el periodo entre 2008-2012 por debajo de las emisiones en 1990. No obstante, este protocolo no entra en vigor hasta 2005, sin ningún carácter de obligatoriedad.

Por otro lado, la Unión Europea optó por ejecutar sus propias medidas para la reducción del consumo, fijando como objetivos para el 2020:

- Reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero en un 20% respecto al 1990
- Alcanzar una participación de un 20% de las renovables en su mix energético
- Y un ahorro energético del 20%

Otro gran problema con estas fuentes es la incertidumbre de abastecimiento, de forma que es un hecho que se deban explorar otras vías alternativas ante la posible falta de las fuentes fósiles en un futuro. Es necesario destacar también la concentrada localización de los recursos fósiles en puntos concretos del mapa, por lo que favorece a la dependencia en el sector energético ante un grupo determinado de países, poseedores de estos recursos. Causando múltiples conflictos geopolíticos por conseguir el abastecimiento necesario.

Es por ello que se presenta la necesidad de descentralizar el consumo energético apostando por otras fuentes más sostenibles como son las renovables. El fomento de estas energías no solo ayuda a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero, sino que en aquellos países en los que estos recursos estén presentes permiten reducir la dependencia energética exterior.

En el presente trabajo se abordará la utilización de la tecnología termosolar en el sector industrial. De esta forma se utiliza la energía solar térmica de alta temperatura para sustituir a la fuente de combustión que se utiliza en la industria para obtener las condiciones de temperatura y presión que son necesarias según el proceso que se quiera realizar.

Más concretamente el proyecto se centra en la simulación de la generación directa de vapor mediante la tecnología cilindro parabólico.

1.1 Aprovechamiento del Recurso Solar:

El sol es la energía más importante para la vida encontrándose en diversas formas en la Tierra.

La energía del sol nos llega en forma de radiación a la superficie de la Tierra, posteriormente esta se manifiesta en el globo terráqueo de manera directa e indirecta.

La energía solar es la causante de las corrientes del aire debido a las diferencias de calor, la evaporación del agua ocasionando las nubes, es el aporte necesario para los seres vivos para desarrollarse, de los cuales tras su largo proceso de descomposición se obtiene los combustibles fósiles.

La energía solar es el mayor recurso disponible. El sol es una estrella que se encuentra continuamente en reacción por lo que la energía que nos llega de este es en forma de energía radiante. Aproximadamente la radiación total anual que recibimos es de 1.5×10^{25} J cuando la energía mundial anual demanda es en torno a 3.5×10^{20} J.

A continuación, se muestra una imagen a modo ejemplificativo comparando la cantidad de energía solar que recibimos respecto a la demandada.

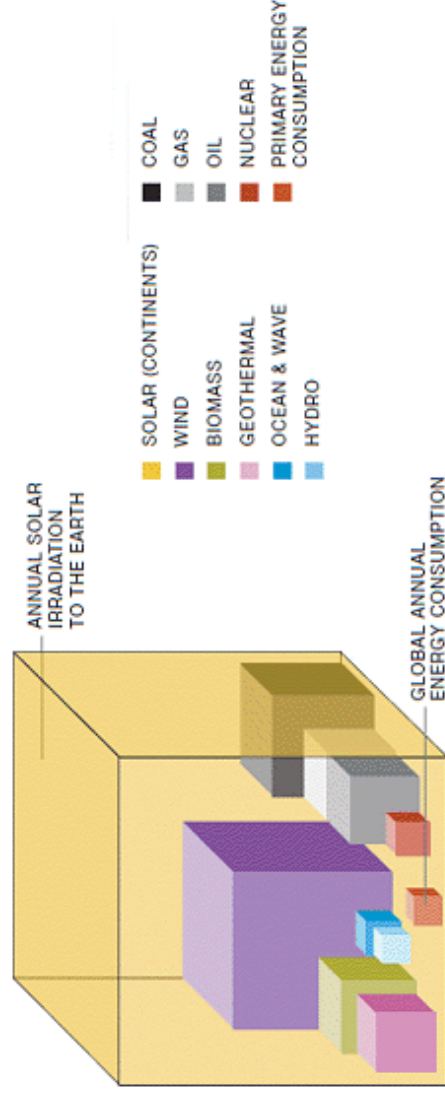


Ilustración 2 Imagen comparativa de la cantidad de recurso solar frente a otras fuentes de energía.

Fuente:

http://www.chemistryviews.org/details/ezine/1439487/Renewable_Energies_Wind_Solar_Biomass.html

Sin embargo, el mayor problema con el que nos encontramos, aunque estos datos se asemejen mucho a la realidad, es que no toda la energía del sol que llega a la Tierra es aprovechable. Dependemos mucho de las condiciones climáticas, la localización, el nivel de intensidad de radiación que llega.

De manera aproximada la energía en la superficie Terrestre es de 1.4 kW/m^2 , el inconveniente es que en su paso por la atmósfera la radiación sufre una serie de atenuaciones consiguiendo una potencia por metro cuadrado en la superficie de alrededor de 1 kW/m^2 , es decir entorno a un 40% de pérdidas debido a los fenómenos de absorción, reflexión y dispersión.

Destacamos por lo tanto dos componentes de la radiación solar que recibimos en la superficie terrestre a causa del paso por la atmósfera. Una componente directa de forma que por el paso de la atmósfera la radiación no modifica su dirección y una componente difusa. Esta última llega a la superficie con una dirección que no era la precedente con la que entro en la atmósfera. Se llama por lo tanto radiación horizontal a la suma de estas dos.

Para el caso que estemos analizando un sistema de concentración debemos añadir a estas dos componentes anteriores una tercera que es la debida a la reflejada, es decir parte de la radiación que llega a la superficie es reflejada en esta e incide luego en el sistema de captación.

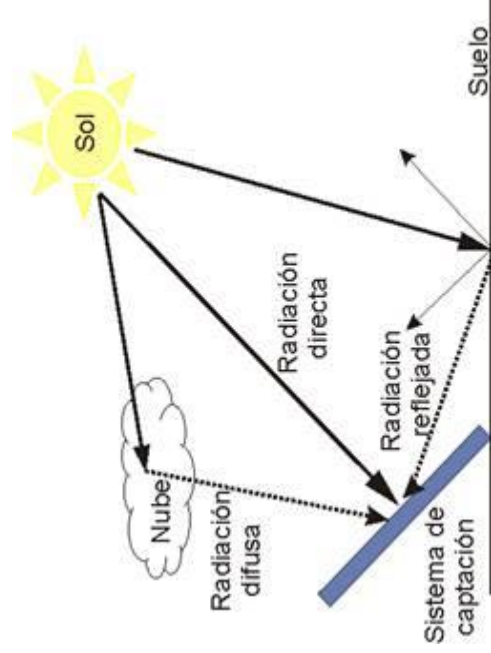


Ilustración 3 Componentes de la radiación

Fuente: <https://pedrojherandez.com/2014/03/08/radiacion-directa-difusa-y-reflejada/>

1..2 Demanda Térmica en la Industria:

Nos centraremos a continuación en el sector Industrial en su demanda térmica, ya que el objetivo es la implementación de esta tecnología en la industria mediante la obtención de vapor de agua para su uso en procesos.

Según un estudio realizado por la IEA (International Energy Agency) en 2011, el sector industrial era el mayor consumidor mundial, con alrededor un 30% más que el sector transporte.

La mayoría de los procesos industriales necesitan un aporte de calor para realizar satisfactoriamente desde la transformación de un producto alimentario hasta en una destilación de crudo. Es por ello que el sector industrial es el que más demanda energía térmica anualmente. Podemos distinguir los siguientes sectores dentro de la industria:

- Alimentación, bebida y tabaco.
- Textil, cuero y calzado.
- Pasta, papel e impresión.
- Química.
- Minerales no metálicos.
- Metalurgia.
- Maquinaria y productos metálicos.
- Equipos de transporte.
- Construcción

Según el artículo *A parabolic-trough collector for cleaner industrial process heat*, (Fernando García et al, 2015) en 2007 había unas 90 plantas solares en funcionamiento a nivel mundial de una capacidad de 25MW_{th}.

Según varios estudios realizados los pronósticos de esta implementación de estas tecnologías son favorables. Según la IEA los colectores solares para baja temperatura (menor de 120°C) podrían alcanzar una capacidad instalada de 7.2×10^{18} J para el 2050.

Un segundo estudio previsto para el mismo año y realizado por UNIDO ('United Nations Industrial Development Organization') prevé que la energía solar térmica podría cubrir un total de 5.6×10^{18} J anualmente de la demanda industrial.

Existe por lo tanto un alto potencial en esta temática, acercando cada vez más la industria hacia la ecología industrial. Ya que usa recursos naturales para la realización del proceso de una forma más sostenible.

Es interesante por lo tanto conocer el marco nacional, por ello a continuación se presenta un gráfico de la evolución de consumo energético español desde 2000 hasta 2014 de los diferentes sectores industriales.

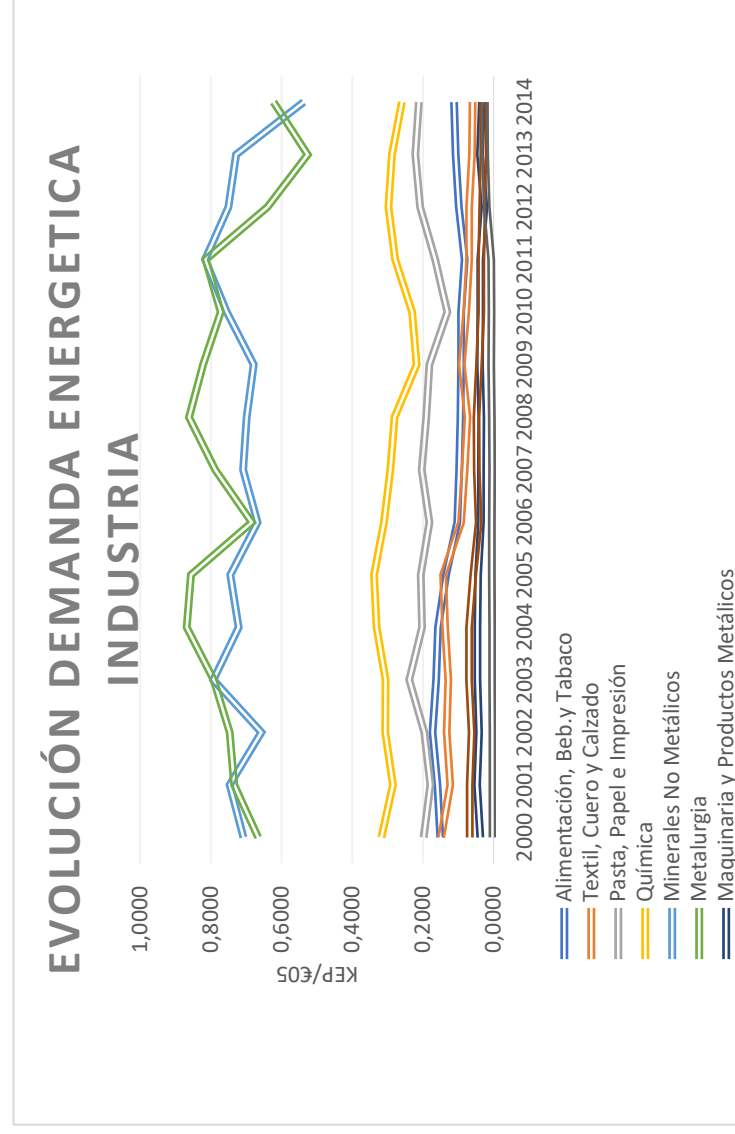


Ilustración 3 Evolución de la demanda energética de los sectores industriales

Fuente: Datos de Indicadores energéticos 2014 IDAE

Vemos como el consumo a nivel nacional en el sector energético es muy variable, no sigue una evolución constante, sino que ha fluctuado mucho con los años.

De este consumo es importante ver cuánto corresponde al sector de energía térmica y cuanto al eléctrico, ya que el consumo reflejado en la gráfica anterior no los distingue.

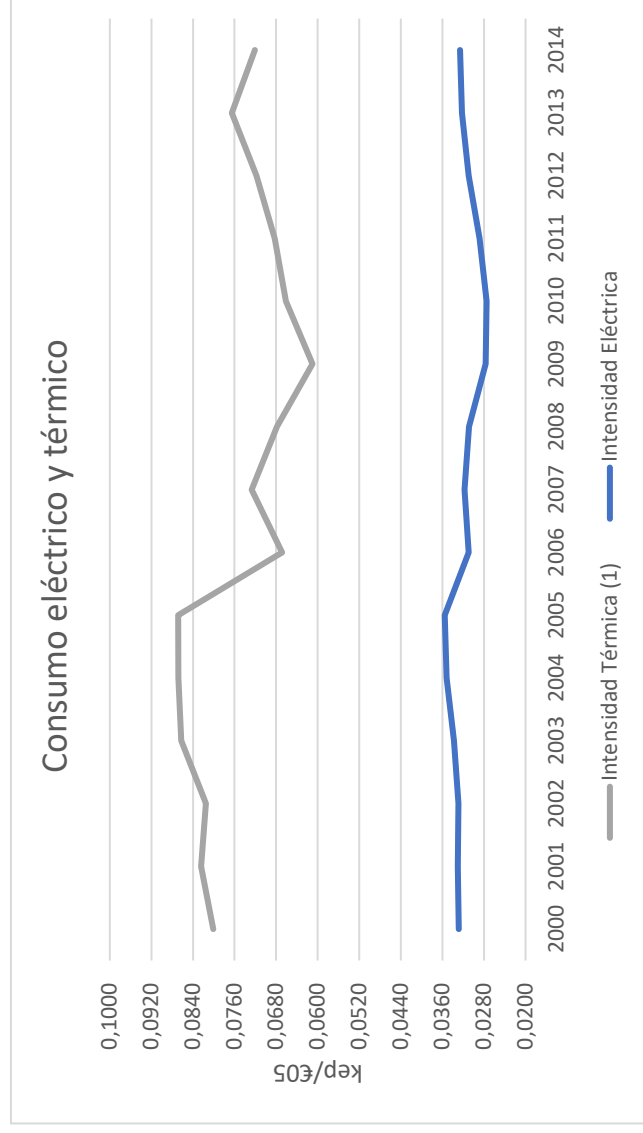


Ilustración 5 Diferenciación del consumo eléctrico y térmico en la industria española

Fuente: Datos de Indicadores energéticos 2014 IDAE

El consumo industrial español es mayoritariamente térmico, por lo que el potencial nacional de explotación de la tecnología de captadores solares para el sector industrial es a priori alto.

Tenemos que tener en cuenta una distinción entre la temperatura de proceso respecto a la temperatura mínima de suministro. Por ejemplo, si un proceso requiere una temperatura que oscila entre 120-130°C, el vapor de suministro no puede ser a la misma temperatura ya que en todo proceso de transferencia existen unas pérdidas. Por lo que para que el proceso alcance la temperatura necesaria es necesario inyectar el vapor por encima de una temperatura mínima, que podrá ser en torno a 10-20 °C la temperatura necesaria.

Es por lo tanto algo complejo el acoplamiento de este tipo de tecnología, por lo que se debería realizar un estudio en profundidad sobre la viabilidad de acoplamiento de este tipo de tecnología en los diferentes sectores industriales y ver donde alcanza su mayor potencial, aunque esto sale fuera de los objetivos de este trabajo.

Consultando un informe del IDAE realizado en el 2011 llamado '*Evaluación del potencial de la energía Solar Térmica en el sector industrial*' se han obtenido los datos para elaborar estas tablas que se exponen a continuación con el objetivo de mostrar el consumo nacional de energía térmica y el gran potencial que la energía solar térmica tiene en este sector.

La primera tabla muestra el consumo directo de calor de los procesos existentes en la industria española:

Proceso	Temperatura de Entrada	Consumo de energías final para usos térmicos.		Calor útil para procesos
	°C	%	MWh	MWh
Calfacción naves y oficinas	25	9.8	130.06	108.34
Secadores y estufajes	32	2	26.58	22.14
Agua caliente limpieza	60	54.7	727.13	605.7
Escaldado y depilado	60	1.5	20.08	16.72
Esterilización	82	3.3	43.55	36.28
Cocción (inmersión en agua)	80	8.9	117.79	98.12
Cocción y ahumado (hornos aire seco)	80	8.9	117.79	98.12
Autoclaves, hornos vapor y otros usos	120	10	132.92	110.72
Flameado	>600	1	13.29	13.03

Tabla 1 Demanda térmica de los procesos industriales

Fuente: IDAE Evaluación del potencial de la energía Solar Térmica en el sector industrial

Cabe destacar como se comentó anteriormente que dado el consumo térmico existente en la industria es por lo tanto posible el aprovechamiento de la energía solar para la obtención del calor requerido en el proceso de una forma alternativa a la combustión de combustibles fósiles. Aun así, respaldamos este hecho tomando nuevamente datos del informe realizado por el IDAE esta vez sobre el potencial que tiene la energía solar térmica. Solo se tomarán los datos de las provincias de Andalucía por el simple hecho de encontrarnos en dicha comunidad autónoma.

Potencial Solar			
	Baja Temperatura	Baja y Media Temperatura	Baja y Media Temperatura, incluyendo frío.
Provincia	MW	MW	MW
Almería	41.35	76.89	94.67
Cádiz	59.42	118.03	145.74
Córdoba	40.50	78.61	96.97
Granada	42.68	86.73	107.19
Huelva	26.57	49.38	60.80
Jaén	28.49	55.54	68.53
Málaga	88.51	183.83	227.41
Sevilla	117.93	218.71	269.25

Tabla 2 Potencial Solar en Andalucía

Fuente: IDAE Evaluación del potencial de la energía Solar Térmica en el sector industrial

Dado la gran magnitud que tiene la energía solar térmica, el tema central de este trabajo es la modelización del agua como fluido de trabajo por el paso de un lazo obteniéndose vapor sobrecalentado mediante la tecnología de cilindro parabólico.

1.2 Agua como fluido de trabajo

El agua es uno de los mejores fluidos de trabajo, dado su alto calor específico para una misma cantidad de energía el volumen necesario de agua es mucho menor que otro fluido.

Es un fluido no tóxico, con una baja viscosidad que hace que sea fácil bombearlo.

Se tiene la premisa de tener que tratar previamente el agua de forma que se mantenga un nivel de pH neutro, sino puede ser corrosivo, así como que se eliminen las posibles impurezas como minerales que producirían deposiciones en el tubo.

1.3 Características del Cambio de fase

Durante el cambio de fase la tipología del régimen que se dé depende del caudal, la fracción de vapor, la orientación del tubo. Los posibles regímenes que se puede dar en un tubo horizontal son:

- Flujo burbujeante: Se producen a bajos títulos de vapor, el vapor existente se encuentra esparcido en una fase continua de agua líquida.
- Flujo de tapón: Bajo-moderado título de vapor y velocidades de flujo bajas. Burbujas de vapor en forma de bala fluyen a través de tubo separadas por el líquido en el que coexiste pequeñas burbujas dispersas.
- Flujo estratificado: Las dos fases están completamente estratificadas, la fase líquida fluye por la parte baja y el vapor por la parte alta.
- Flujo ondulado: Un flujo estratificado con alta velocidad del vapor, se forman olas en la superficie de líquida.

- Flujo anular: A alta fracción de vapor y alta velocidad de flujo, el líquido se encuentra en una película muy fina mientras que el vapor ocupa casi todo el tubo.
- ‘Flujo de niebla’: En este régimen el vapor ocupa toda la sección del tubo, el líquido se encuentra en pequeñas partículas disueltas en este.

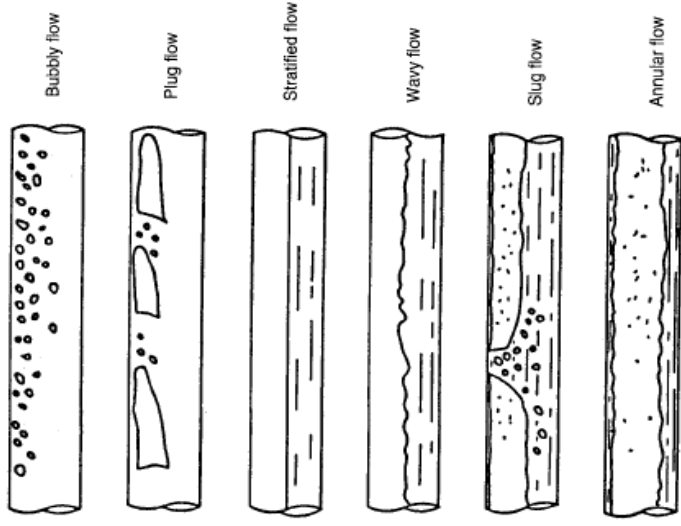


Ilustración 6 Estapas en la ebullición del agua

Fuente: Two phase flow, boiling heat transfer

Es aconsejable recordar el concepto de tensión superficial antes de explicar el comportamiento de agua en ebullición. Se denomina tensión superficial al esfuerzo tangencial que se efectúa sobre una superficie. En este caso es el líquido que en contacto con la superficie circundante del tubo genera una tensión superficial que hace aumentar la temperatura en estos puntos, por causa de la fricción.

La ebullición del agua comienza en la región cercana a la superficie de forma que pequeñas burbujas de vapor conviven con la fase líquida. Esto es así debido a las pequeñas cavidades que posee la superficie al ser una superficie rugosa.

Son en estos puntos donde la presión aumenta debido a la tensión superficial, activándose así la ebullición nucleada.

Poco a poco son más las burbujas que van apareciendo aumentando así el título de vapor y el flujo de calor en la superficie. Cuando el flujo de calor superficial es suficientemente alto como para que tenga lugar la ebullición en película, el fenómeno de nucleación pierde importancia.

El punto de transición de una ebullición a otra depende de la naturaleza de la superficie y del contacto del líquido-vapor con esta, por lo que la modelización resulta difícil de llevar a cabo.

Parece por lo tanto que sea necesario poder predecir el flujo de calor q_c , así como saber el valor crítico del flujo para el sistema que se esté estudiando.

El inconveniente es que a medida que el flujo se va acercando a su valor crítico, el proceso se hace aún

más complicado debido a la interacción de las burbujas de vapor.

Unos de los grandes inconvenientes es que las correlaciones que se han propuesto para el cálculo del flujo crítico no tienen en cuenta el tipo de naturaleza de la superficie lo cual a priori parece no ser razonable.

Cuando el flujo crítico es alcanzado la región de ebullición nucleada termina y deja paso a la ebullición en película. Existe un periodo de transición de un régimen a otro, pero dado su gran complejidad y la poca durabilidad no existen correlaciones que modelicen este régimen.

Tras alcanzar el nuevo régimen, el volumen de control se encuentra completamente recubierto por una película de vapor he aquí el nombre de este régimen. El intercambio de calor tiene lugar mediante los mecanismos de radiación y convección simplificándose el análisis.

Para este régimen se suele hacer dos simplificaciones. La primera es asumir que el flujo es estable y cada fase independiente una de la otra y la segunda es asumir que la película vapor sigue un flujo rectilíneo.

1.4 Ventajas e inconvenientes del agua como fluido de trabajo frente al aceite térmico

La utilización de agua como fluido de trabajo en el cilindro parabólico y por tanto la generación directa de vapor presenta una serie de ventajas e inconvenientes frente al uso más extendido que es el uso de aceite térmico como fluido caloportador, Algunas de las ventajas de la generación directa de vapor son:

- Con la generación directa se puede conseguir temperaturas mayores del vapor sobrecalentado y por lo tanto aumentar la eficiencia termodinámica. Esto es así ya que si se utilizara aceite térmico para producir vapor se necesitaría un intercambiador que introduce pérdidas y por ende la temperatura que se podría obtener del vapor a la salida está limitada por el rendimiento del intercambiador.
- El uso de aceite térmico presenta el peligro de al ser este ignífugo si se producen fugas se tiene el riesgo que combustione, mientras que el agua no presenta ningún problema.

Por otro lado, existen una serie de desventajas:

- Unos de los grandes problemas de usar agua como fluido de trabajo es la gestionabilidad. Si por algo destaca las centrales solares frente a la energía eólica y la fotovoltaica es por la posibilidad de almacenar parte de la energía térmica. Es por ello que la generación directa presenta un gran inconveniente en cuanto al almacenaje ya que almacenar vapor no es económicamente rentable por que se requerirían grandes volúmenes para los órdenes de energía que se vienen almacenando. La única solución es almacenarlo en estado líquido, de forma que el vapor sobrecalentado se mete en un tanque presurizado obligándolo a que condense. Cuando se requiere energía el agua se extrae haciéndola pasar por una válvula de expansión de forma que se obtiene vapor a una presión más baja de la primeramente obtenida. Por lo que el estado energético obtenido es menor que el generado.
- Se requiere un sistema de control más complejo. El uso del aceite térmico facilita mucho el control del proceso porque este siempre se encuentra en estado líquido. Una de las grandes adversidades de la generación directa es que el agua se calienta hasta la saturación

para producirse luego el cambio de fase obteniendo vapor, el cual se calienta teniendo a la salida vapor sobrecalentado.

En el caso de que las condiciones atmosféricas cambien, como por ejemplo el paso de una nube, la radiación disponible es menor y por tanto se requiere una mayor longitud en el tramo del cambio de fase y calentamiento del agua hasta el punto de saturación. Esto podría ocasionar, dado que la longitud disponible es fija, que no se tuviera suficiente tubo para sobrecalentar el vapor.

Este problema es solucionado instalando una válvula comandada a cada salida de tramo de tubo de forma que lo que hace es añadir una pequeña pérdida de carga, es decir disminuir la presión de trabajo. Así, aunque la radiación sea menor, al bajar la presión las longitudes de cada tramo disminuyen y el efecto se ve compensado.

- Con la generación directa la presión de trabajo es mayor que si se utilizase aceite térmico, aunque es fácil lidiar con este problema ya que lo que se hace es reforzar el tubo metálico para que soporte tales presiones.

2. SISTEMAS DE CONCENTRACIÓN SOLAR

Las centrales termosolares es un tipo de tecnología que aprovecha directamente la energía solar que llega en forma de radiación a la Tierra. Sin embargo, la energía que recibimos a través del sol no basta para poder alcanzar altas temperaturas, esto es así porque se desaprovecha una gran cantidad de radiación disponible de ahí que sea necesario concentrarla.

El objetivo de esta tecnología es concentrar los rayos solares de forma que se consiguieran altas temperaturas para calentar un fluido calportador. Que posteriormente esta energía térmica será utilizada o bien para el aprovechamiento térmico o para la generación de electricidad mediante un ciclo de potencia.

Se pueden distinguir dos concentraciones:

- Puntual: Las superficies reflectantes concentran la radiación en un punto. Pertenecen a este grupo las Central de Torre y discos Stirling.
- Lineal: La concentración se realiza sobre un eje (línea). Son el Cilindro parabólico y el Fresnel quienes componen este grupo.

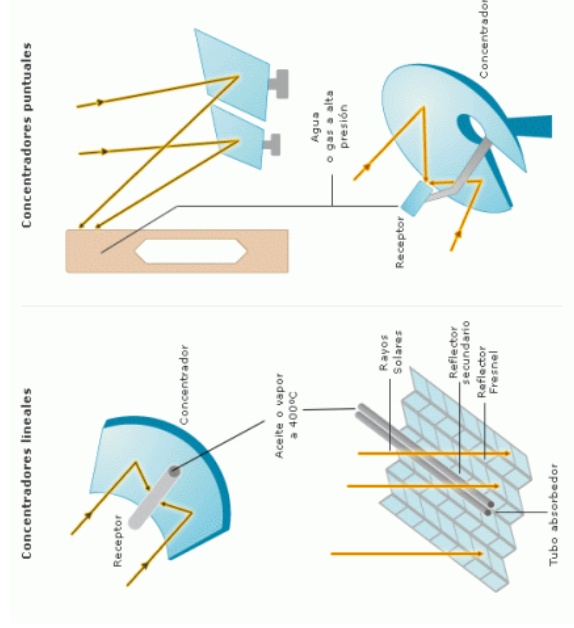


Ilustración 7 Concentración puntual y lineal.

Fuente: <https://thetomorrowstarg2.wordpress.com/tag/concentracion-puntual/>

El enfoque de este proyecto es siempre hacia el sector industrial, la utilización de un sistema de concentración puntual como puede ser la torre de concentración no tiene cabida debido a la gran necesidad de espacio, cuando en la industria un factor limitante es el espacio. Ante este hecho se utilizan los sistemas de concentración lineales como son el fresnel y el cilindro parabólico, siendo este último en el que no centraremos.

2.1 Cilindro Parabólico

El cilindro parabólico está compuesto por un tubo absorbedor donde es concentrada la radiación solar y pasa el fluido caloportador de forma que es calentado.

Y una superficie reflectora de forma convexa de tal forma que su geometría es capaz de concentrar los rayos de sol a pesar de la dirección de estos.

En este trabajo será solo sujeto de estudio un lazo, dado que el objetivo que se persigue es la modulación del agua con el cambio de fase a través de único lazo.

2.1.1 Lazo

Se llama lazo al conjunto de colectores unidos en serie de forma que consiguen el salto de temperatura deseado del fluido, se llama así ya que la entrada y la salida del fluido se produce por el mismo lugar produciéndose una especie de bucle. En el caso del aceite térmico suele ser un salto de alrededor de 100 °C. En el caso de tratarse de agua como fluido de trabajo el lazo lo compondrán en número de colectores necesarios para que en unas condiciones estándar se consiga a la salida vapor sobrecalentado.

En el caso de un campo solar, este está compuesto por varios lazos con el fin de elevar la temperatura de un cierto caudal.

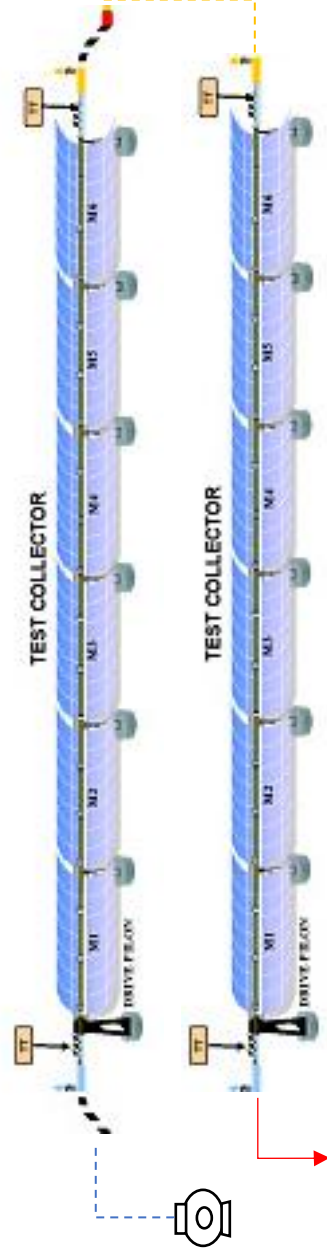


Ilustración 8 Ejemplo de lazo

Fuente: <https://themorningstarg2.wordpress.com/tag/colectores-cilindro-parabolicos/>

2.1.2 Módulo

El módulo es la unidad individual que compone el lazo. Es el conjunto formado por la estructura, el tubo absorbedor y los espejos reflectantes. Este conjunto es la base de la composición de un lazo.

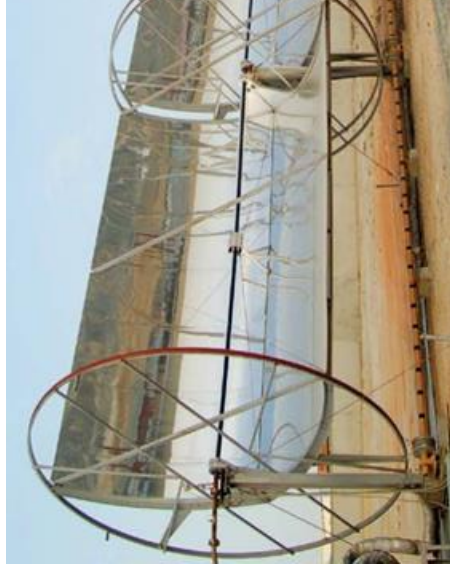


Ilustración 9 Unidad individual del lazo, módulo.

Fuente: <http://www.archiexpo.es/pord/alubond-europe/porduct-96504-1002695.html>

2.1.3 Colector

El rendimiento del cilindro parabólico depende de muchas variables. Una de ellas es el mecanismo de seguimiento respecto a la posición cambiante del sol a lo largo del día y de las estaciones, sino se tuviera este sistema al estar fija la estructura se perdería una gran cantidad de energía solar. Para llevar el seguidor a cabo, varios módulos se unen entre sí en una estructura de forma que el mecanismo de seguimiento mueve estos módulos de manera solidaria, ya que implementar una estructura móvil en cada módulo es económicamente más costoso.

Por lo que se le llama colector al conjunto de módulos puestos en una estructura que son accionados mediante un mecanismo que los hace rotar.

Es importante resaltar que, dado que es una estructura móvil y se tiene varios módulos conectados entre sí, la unión entre estos se debe hacer con un material flexible, pero a la vez resistente capaz de aguantar altas temperaturas.

2.1.4 Estructura

La estructura es un elemento importante, permite unir los módulos de forma que estos reposan sobre la estructura que hace orientar los módulos según la posición del sol.

De esta forma se consigue que una mayor parte de los rayos del sol incidan sobre la superficie y puedan ser reflejados en el absorbedor consiguiendo un mayor rendimiento

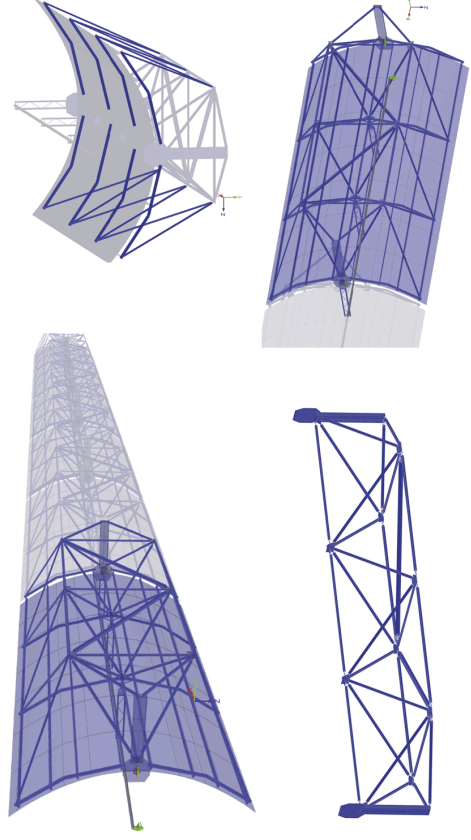


Ilustración 10 Ejemplo de estructura

Fuente: <https://www.nextforce.es/es/colector/>

2.1.5 Reflector

La misión de los reflectores o espejos es conseguir la concentración de los rayos del sol sobre el tubo absorbedor, medio de la reflexión de los rayos solares incidentes en los espejos. Gracias a la geometría de estos, son capaces de concentrar toda la radiación directa en la línea focal.

Es importante por lo tanto el material del que estén hechos los espejos ya que la reflexión depende mucho de estos, se viene utilizando a día de hoy películas de plata o aluminio, las cuales son colocadas en un medio soporte rígido que permite otorgar la forma, estos soportes suelen ser de metal, pero también nos lo podemos encontrar de vidrio.

Los soportes de metal suelen tener una buena reflectividad, en torno al 80%, se los someten a un proceso de pulido para aumentar dicha reflectividad. Las chapas de metal tienen una gran ventaja y es que tiene un bajo poste. Pero existe el inconveniente de que tienen una baja durabilidad, por lo que no es aconsejable su uso donde se requiera un gran tiempo de utilización.

En el caso del soporte de vidrio, es necesario colocar en la cara que servirá para reflejar una película de plata protegida con otra de cobre y pintura epoxi, la plata tiene una reflectividad de un 90%. Nos encontramos dos tipos de soporte de vidrio uno de capa delgada y otro de espesor grueso.

Los de capa gruesa ($> 3\text{mm}$) son necesarios moldearlos en caliente, de esta forma se les otorga la forma de parábola. Una vez tratados en caliente los espejos se colocan en la estructura.

Los de capa delgada ($< 1.5\text{mm}$) su espesor al ser pequeño, son maleables por lo que se les puede conferir la forma deseada sin necesidad de calentarlos. En este caso la forma parabólica la aporta la estructura metálica a la que va fijada.



Ilustración 11 Espejo reflector del cilindro parabólico

Fuente:https://www.posital.com/en/industries/renewable-energy/parabolic-trough-systems/parabol_1.php

2.1.6 Tubo absorbedor

El tubo absorbedor es la parte del cilindro parabólico sobre la que se concentran los rayos solares consiguiendo elevadas temperaturas. Es importante una correcta fabricación de este elemento ya que se deberá minimizar las pérdidas para calentar el fluido por el paso del interior del tubo absorbedor.

El tubo de captación o absorbedor está compuesto por dos tubos concéntricos, uno de metal y el otro de cristal.

El tubo interior está hecho de metal, este lleva un recubrimiento selectivo de forma que se consigue una alta absorptividad en el espectro ultravioleta y baja emisividad en el infrarrojo. De esta forma se consigue que el tubo absorbedor se comporte como un cuerpo negro, maximizando las ganancias y minimizando las pérdidas.

En el caso de utilizar agua como fluido de trabajo, se llegan a temperaturas altas por lo que el recubrimiento selectivo obtenidos mediante PVD ('deposición física mediante vapor'), es capaz de soportar temperaturas mayores a 700K cuando los recubrimientos comunes no aguantan temperaturas superiores a los 550K.

El tubo exterior está hecho de cristal, la misión primordial de este es la de proteger el tubo metálico de las condiciones climáticas exteriores y evitar una degradación o rotura del metálico. Se obtiene por lo tanto una cámara intermedia en la que se realiza el vacío con el fin de minimizar las pérdidas convectivas. El vidrio utilizado debe dejar pasar la mayor cantidad de radiación solar por lo que debe ser de una alta transparencia y reflejar lo menor posible.

Mediante una soldadura el vidrio se adhiere al tubo metálico por medio de una especie de fuelle de forma que es capaz de absorber las dilataciones de ambos y evitar una rotura.

Un inconveniente que se obtiene con la cámara interna es que con el paso del tiempo diferentes moléculas van penetrando perdiéndose así el vacío. Para solventar este problema se utilizan los getters que son capaces de absorber estas moléculas asegurando por un cierto tiempo el vacío. Hasta que los

getters se colmen y no puedan absorber más.

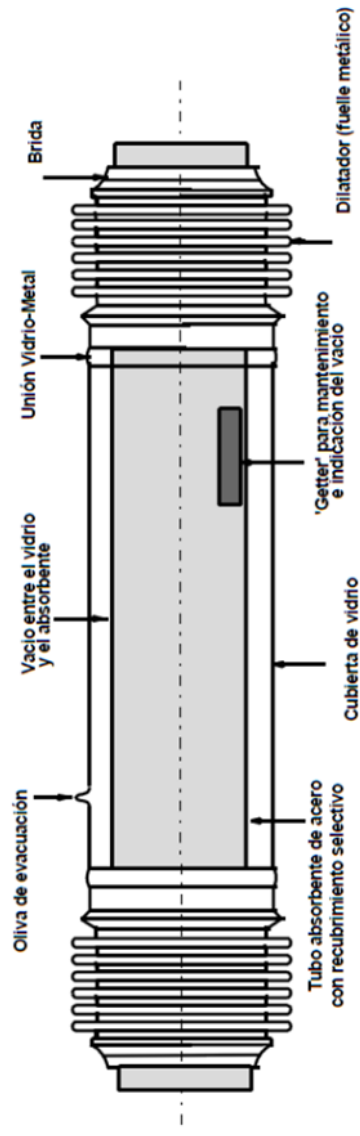


Ilustración 12 Componentes del tubo absorbedor

Fuente: <http://renewableengineering.blogspot.com.es/2011/05/planta-solar-termoelectrica-de-50-mw.html>

2.1.7 Sistema de bombeo

Se necesita una bomba suficientemente grande capaz de vencer las pérdidas generadas ante el paso del fluido por el tubo colector garantizando una presión de trabajo. El sistema de bombeo es recomendable que este algo sobredimensionado para permitir así tener un rango de variación en el caso de que se requiera modificar la presión de trabajo.

2.2 Pérdidas del cilindro parabólico

Como todo sistema de transformación la obtención de energía térmica a través de la radiación solar tiene asociado una serie de pérdidas. Es importante la cuantificación de estas, ya que solo así se podrá saber cuan eficiente es el proceso evaluando el rendimiento.

Son tres los tipos de pérdidas:

- Pérdidas geométricas
- Pérdidas ópticas
- Pérdidas térmicas

2.3 Pérdidas geométricas

Las pérdidas geométricas como su nombre indica están ligadas a la forma que se le confiere al cilindro parabólico. Estas afectan al área eficaz de concentración reduciendo su valor. Encontramos dos clasificaciones:

- Pérdidas por sombreado debido a la posición relativa de los colectores: Normalmente en las centrales termosolares el área de trabajo es limitado. Por lo que es distanciamiento entre hileras está limitando, produciéndose interacciones entre sí. La posición del sol cambia a lo largo del día y del año. De forma que en los meses invernales el recorrido del sol es más bajo a lo largo del día, así como las horas cercanas a la salida y la puesta del sol. Esto conlleva que el ángulo de incidencia sea mayor y se produzcan unas mayores sombras en los colectores producidas por estos mismos.

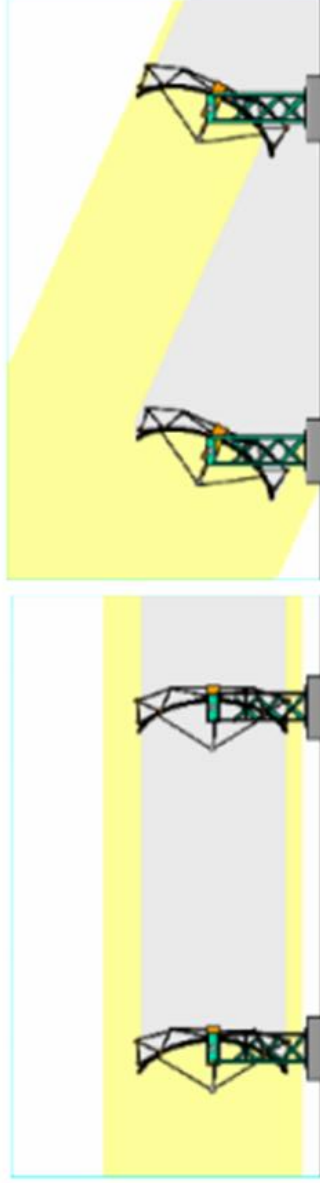


Ilustración 13 Pérdidas por sombreado

Fuente: <http://bibing.us.es/poyectos/abreproy/70237/fichero/4.+CAPITULO+2.+INTRODUCCI%C3%93N.pdf>

La aplicación del cilindro parabólico en este proyecto es para la industria, aunque es cierto que el espacio suele estar limitado, al solo tener un lazo se puede suponer que hay espacio suficiente como para distanciar las hileras de forma que no se perturben entre sí.

- Pérdidas asociadas al colector: Estas pérdidas se deben al sistema estructural concebido al seguidor. La tecnología del cilindro parabólico esta dota de un seguimiento en un único eje, de forma que es capaz de girar alrededor de un solo eje con el fin de seguir el sol para el aprovechamiento de la radiación solar. De esta forma los rayos se consiguen concentrar en el tubo absorbedor tras reflejarse en los captadores. El problema con este tipo de seguimiento es que en los extremos de los colectores la concentración de los rayos es de tal forma que una parte se pierde dado que el ángulo de incidencia φ , ángulo que forman la radiación solar directa incidente sobre el plano de apertura del colector y la normal a este, necesario para concentrar los rayos al final del captador es imposible de obtener. Este efecto se cuantifica mediante el modificador por ángulo de incidencia $K(\varphi)$, se opta por utilizar la siguiente expresión (González, Zarza y Yebra, 2001):

$$K(\varphi) = 1 - 2.23073 * 10^{-4} * \varphi - 1.1 * 10^{-4} * \varphi^2 + 3.18596 * 10^{-6} * \varphi^3 - 4.85509 * 10^{-8} * \varphi^4 \quad (1)$$

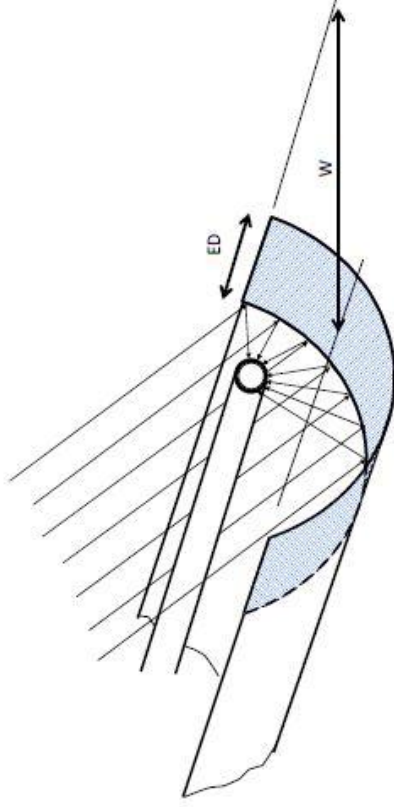


Ilustración 14 Pérdidas asociadas al final de colector

Fuente:

<http://bibing.us.es/poryectos/abrepory/70237/fichero/4.+CAPITULO+2.+INTRODUCCI%C3%93N.pdf>

2.4 Pérdidas ópticas

Las pérdidas ópticas son debidas a los materiales por los que están formados el concentrador y el colector. Ni el material reflectante es un reflector perfecto, ni el vidrio de la cubierta del colector totalmente transparente, así como el tubo metálico un absorbedor perfecto. Estas imperfecciones provocan unas pérdidas en la cantidad de radiación directa que llega al fluido respecto a la disponible. Son cuatro los parámetros que intervienen en las pérdidas ópticas:

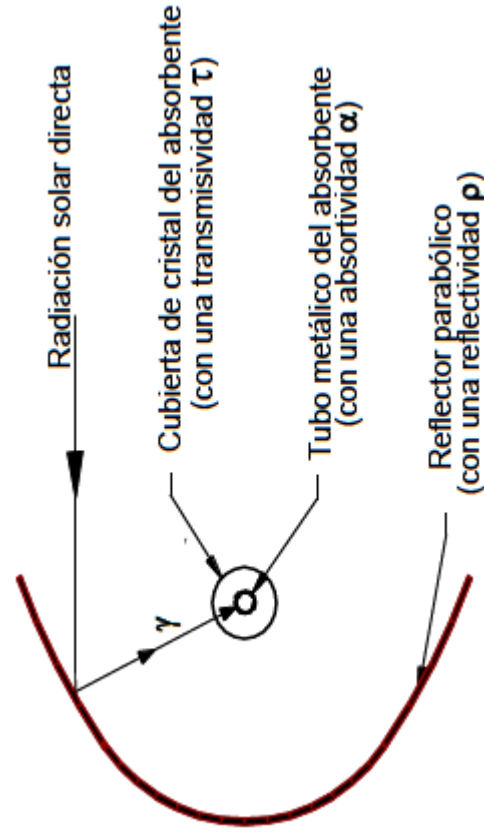


Ilustración 15 Conjunto de pérdidas asociadas al efecto óptico

Fuente: Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólico.
Poryecto Direct Solar Steam (DISS)

- **Reflectividad de la superficie:** Es una propiedad del material reflectante que indica la fracción de la radiación que desviada en la dirección del colector del total incidente sobre la cubierta. Los valores medios suelen estar en torno al 90%. La reflectividad depende mucho de lo sucio que este el panel y del deterioro que tenga disminuyendo su valor.
- **Factor de interceptación:** Indica la cantidad de la radiación tras ser reflejada que llega al colector. Existe una pérdida debido a la separación existente entre el concentrador y el colector. Un valor típico de este parámetro es de 0.95.
- **Transmisividad del cristal:** Los rayos que alcanzan el colector antes de incidir sobre el recubrimiento metálico deben atravesar el del vidrio. Recordamos que este recubrimiento de vidrio servía para proteger el tubo metálico de las inclemencias meteorológicas. A pesar de cumplir esta función tiene un aspecto negativo, y es que existe una fracción de la radiación que no consigue atravesar la capa de vidrio y es reflejada. La transmisividad evalúa el porcentaje de radiación que atraviesa el vidrio. Valores normales suelen estar en torno al 90-95%.
- **Absortividad (α):** Por último, tenemos este parámetro que hace referencia a una propiedad del tubo metálico de recubrimiento selectivo. Indica la cantidad que la superficie absorbe, y por tanto calienta el fluido, respecto al total incidente. El valor suele estar en torno al 90%-96%.

2.5 Pérdidas térmicas

En un cilindro parabólico se produce un intercambio térmico entre el exterior y el fluido interior, el objetivo del proceso es calentar el fluido que circula por el cilindro interior mediante el porte solar. Como en todo proceso existen asociadas una serie de pérdidas que en nuestro caso se manifiestan en las superficie interna y externa del captador. Las pérdidas son de naturaleza convectivas y radiantes, obteniéndose unas mayores pérdidas del proceso en la superficie interna al alcanzar una mayor temperatura.

3. MODELO USADO PARA EL ANÁLISIS DEL CILINDRO PARABÓLICO

A continuación, se ha analizado energéticamente el mecanismo de transmisión de calor combinado que se produce en el absorbedor.

Para mayor comprensión de los mecanismos de transmisión que tiene lugar se procede en este apartado a analizar el intercambio que se produce en un corte transversal del tubo captador, definiendo las ecuaciones de intercambio que se producen en cada superficie, quedando recogidas las ganancias y pérdidas de las dos superficies.

3.1 Mecanismos de transferencia y balances

A modo ejemplificativo se ha introducido una imagen simulando una sección transversal del absorbedor. Se ha tomado la premisa de despreciar las pérdidas conductivas que se produce por ambos tubos, suponiendo por lo tanto dos superficies a analizar.

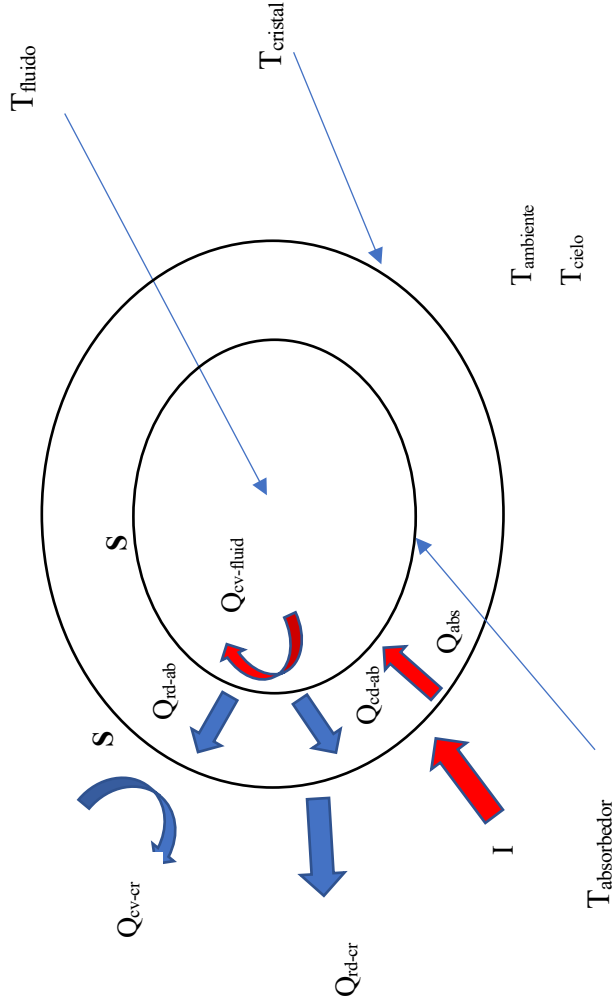


Ilustración 16 Ejemplo del intercambio energético en la sección del absorbedor

Flujo	Mecanismo	Intercambio	
		De	A
Q_{cv-cr}	Convección	Cristal	Ambiente
Q_{rd-cr}	Radiación	Cristal	Ambiente
Q_{cv-ab}	Convección	Absorbedor	Cristal
Q_{rd-ab}	Radiación	Absorbedor	Cristal
I	Radiación	Ambiente	Cristal
Q_{abs}	Radiación	Cristal	Absorbedor
$Q_{cv-fluid}$	Convección	Absorbedor	Fluido

Tabla 3 Definición de variables energéticas y con el medio que intercambian

Distinguimos tres temperaturas del sistema, la temperatura a la que se encuentra el fluido por el paso del interior del tubo absorbedor, la temperatura que alcanza el tubo absorbedor, así como el cristal.

Se perciben dos temperaturas exteriores al captador que son conocidas, la temperatura ambiente y una radiante, temperatura del cielo.

Son dos los mecanismos de transferencia que se producen.

En el interior del tubo absorbedor, por donde transcurre el fluido tenemos una convección forzada al estar el fluido impulsado por una bomba.

Entre la superficie que queda entre el absorbedor y el cristal, aunque se aplique el vacío siempre queda una pequeña cantidad de aire residual, así como hidrógeno que aparece debido a una serie de reacciones que se activan con la radiación solar, teniendo una convección libre al estar gas estanco y a su vez un intercambio radiante.

Por último, la superficie de cristal realiza un intercambio radiante y convectivo con el ambiente exterior.

El balance que se realiza en cada superficie es realizado en cualquier situación termodinámica:

$$E_{entra} + E_{genera} = E_{sale} + E_{acumula} \quad (2)$$

Se realizarán dos balances energéticos en cada una de las superficies.

$$Q_{cv-cr} + Q_{rd-cr} + I * A_{cr} = Q_{rd-ab} + Q_{cd-ab} \quad (S_1) \quad (3)$$

$$Q_{rd-ab} + Q_{cd-ab} = Q_{cv-fluid} + I * A_{cr} * \alpha * \tau \quad (S_2) \quad (4)$$

Necesitamos una tercera ecuación para poder hallar las tres temperaturas de nuestro sistema.

$$Q_{cv-fluid} = m_w * (hout - hin) \quad (5)$$

3.1.1 Análisis detallado de cada término

Se procederá a desarrollar cada término de forma más detallada.

Las ecuaciones del análisis de convección del gas residual han sido tomadas del artículo científico ‘*Modelling of Parabolic Trough Direct Steam Generation Solar Collectors*’ (S.D. Odeah et al, 11 June 1997)

$$Q_{cv-ab} = h_{cv-ab} * (T_{ab} - T_{cr}) * A_{ab} \quad (6)$$

El coeficiente de transferencia por convección es obtenido con la siguiente correlación dada por Ratzel et al, (1979):

$$h_{cv-ab} = \frac{K_{air}}{\left(\frac{D_{ab}}{2}\right) * \ln\left(\frac{D_{cr}}{D_{ab}}\right) + B * \lambda * \left[\left(\frac{D_{ab}}{D_{cr}}\right) + 1\right]} \quad (7)$$

$$B = \frac{2 - C}{C} * \left[\frac{9\gamma - 5}{2 * (\gamma + 1)}\right] \quad (8)$$

Υ es el coeficiente de dilatación adiabática y es aproximado a 1.4, C se toma como 1, se tomará este valor a no ser que la superficie del captador este muy limpia.

$$\lambda = 2.331 * 10^{-10} * \frac{T_m}{P * \delta^2} \quad (9)$$

$$T_m = \frac{T_{ab} + T_{cr}}{2} \quad (10)$$

Variable	Descripción
h_{cv-ab} [J/K*m ²]	Coficiente convectivo de la cámara interna
T_{ab} [K]	Temperatura del absorbedor
T_{cr} [K]	Temperatura del cristal
A_{ab} [m ²]	Área del absorbedor
K_{H2} [W/m*K]	Conductividad del hidrógeno
D_{ab} [m]	Diámetro del absorbedor
D_{cr} [m]	Diámetro del cristal
B	Parámetro de la correlación
A	Parámetro de la correlación
C	Coficiente de limpieza
γ	Coficiente de dilatación adiabática
T_m [K]	Temperatura media entre absorbedor y cristal.
P [mmHg]	Presión de trabajo en mmHg
δ [m]	Diámetro molecular del hidrógeno

Tabla 4 Parámetros de la correlación de Ratzel

Para el análisis de la convección en el exterior es necesario calcular un coeficiente de transferencia para un flujo exterior a un cilindro.

Para este caso se hace uso de una función de EES que permite el calcular directamente el coeficiente convectivo exterior a un cilindro. Hace uso de la correlación propuesta por White en su libro '*Viscous Fluid Flow*', para ello es necesario conocer una serie de valores exteriores que son:

Dato	Unidades
Fluido	
Temperatura ambiente	Kelvin
Temperatura del cristal	Kelvin
Presión exterior	Pascales
Velocidad del fluido	Metros/segundo
Diámetro del cilindro	Metros

Tabla 5 Parámetros para el cálculo coeficiente convectivo del aire exterior con EES

Con ello se calcula el número de Reynolds y el Prandtl, que permiten obtener, por medio de la correlación, el Nusselt y por contra el coeficiente convectivo.

$$Nu_D = \frac{h_{cv-cr} * L}{K_f} \quad (11)$$

$$Q_{conv-cr} = h_{cv-cr} * (T_{cr} - T_{amb}) * A_{cr} \quad (12)$$

Variable	Descripción
Nu_D	Nusselt del fluido externo
h_{cv-cr} [W/K*m²]	Coficiente convectivo exterior
T_{cr} [K]	Temperatura del cristal
A_{cr} [m²]	Área del cristal

Tabla 6 Parámetros para el cálculo coeficiente convectivo del aire exterior con EES

Para el caso del intercambio radiactivo se plantean las ecuaciones que gobiernan este flujo de calor:

$$Q_{rad-ab-cr} = \frac{\sigma_B * (T_{ab}^4 - T_{sky}^4)}{\frac{1 - \epsilon_{ab}}{A_{ab} * \epsilon_{ab}} + \frac{1}{A_{ab} * F_{ab-cr}} + \frac{1}{\epsilon_{cr} * A_{cr}}} \quad (13)$$

$$Q_{rad-ab-cr} = \frac{\sigma_B * (T_{cr}^4 - T_{sky}^4)}{\frac{1}{\epsilon_{cr} * A_{cr}}} \quad (14)$$

Variable	Descripción
σ_B	Constante de Stefan Boltzman
T_{sky}	Temperatura cielo
T_{ab}	Temperatura del absorbedor
ϵ_{ab}	Emisividad del absorbedor
ϵ_{cr}	Emisividad del cristal
F_{ab-cr}	Factor de forma entre absorbedor y cristal
A_{ab}	Área del absorbedor
A_{cr}	Área del cristal

Tabla 7 Variables del intercambio radiante

Son dos los intercambios radiantes, uno entre el absorbedor y el cristal, y entre el cristal y el exterior (Temperatura del cielo).

Para definir la Temperatura del cielo se ha tomado la ecuación propuesta en ‘*MODELLING OF PARABOLIC TROUGH DIRECT STEAM GENERATION SOLAR COLLECTORS*’ (S.D.Odeah et al, 11 June 1997).

$$T_{sky} = \epsilon_{cielo}^{0.25} * T_{amb} \quad (15)$$

$$\epsilon_{sky} = 0.711 + 0.56 \left(\frac{tdp}{100} \right) + 0.73 * \left(\frac{tdp}{100} \right)^2 \quad (16)$$

Variable	Descripción
T_{sky} [K]	Temperatura cielo
T_{amb} [K]	Temperatura ambiente
ϵ_{sky}	Parámetro de la correlación
Tdp [K]	Punto de rocío

Tabla 8 Variables de la correlación temperatura del cielo

El factor de forma F_{ab-cr} es igual a uno ya que ambos cilindros no ven nada más que es el uno al otro.

Solo quedaría definir el calor debido al flujo turbulento dentro del tubo absorbedor:

$$Q_{fluid} = h_{fluid} * (T_{fluid} - T_{ab}) * A_{ab} \quad (17)$$

Variable	Descripción
h_{fluid} [W/K*m ²]	Coefficiente convectivo del fluido interno
T_{fluid} [K]	Temperatura del fluido
T_{ab} [K]	Temperatura del absorbedor
A_{ab} [m ²]	Área del absorbedor

Tabla 9 Variables para el cálculo del calor absorbido por el fluido

Al ser una generación directa de vapor se produce un cambio de fase, es necesario distinguir diferentes regímenes dado que la longitud del lazo es limitada y quizás con las condiciones exteriores no se consiguiera obtener vapor sobrecalentado, por lo que se definen para cada etapa

un coeficiente de película interno y se tienen en cuenta las condiciones de transición que se debe dar para un régimen a otro.

3.1.1.1 Regímenes en la ebullición del agua

3.1.1.1.1 Calentamiento del agua hasta la temperatura de saturación

En este caso se calcula el coeficiente de transferencia del fluido por medio de la correlación de Dittus-Boelter:

$$h_{cv-fluid1} = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} * \frac{k_l}{D_{ab}} \quad (18)$$

$$Re = \frac{\rho_l * v * D_{ab}}{\mu_l} \quad (19)$$

$$Pr = \frac{C_p * \mu_l}{k_l} \quad (20)$$

Variable	Descripción
$h_{cv-fluid1}$ [W/m ² *K]	Coefficiente convectivo del fluido
Re	Reynolds
Pr	Prandtl
K [W/m*K]	Conductividad del agua
D_{ab} [m]	Diámetro del absorbedor
P [bar]	Densidad del agua
V [m/s]	Velocidad del fluido
C_p [J/K*kg]	Capacidad calórica a presión constante
μ [kg/m*s]	Viscosidad dinámica del agua

Tabla 10 Tabla con las variables de la correlación de Dittus-Boelter

La condición es la temperatura de saturación según la presión de entrada, de forma que cuando se alcance dará lugar un nuevo régimen.

3.1.1.1.2 Ebullición nucleada

El comportamiento del agua en ebullición no es simple de catalogar debido a la existencia de varios regímenes. Se ha optado por suponer que el agua solo sufre dos regímenes por el paso del absorbedor. Esta suposición está hecha teniendo en cuenta que estos dos regímenes siempre están presentes en el cambio de fase del agua y son los más dominantes.

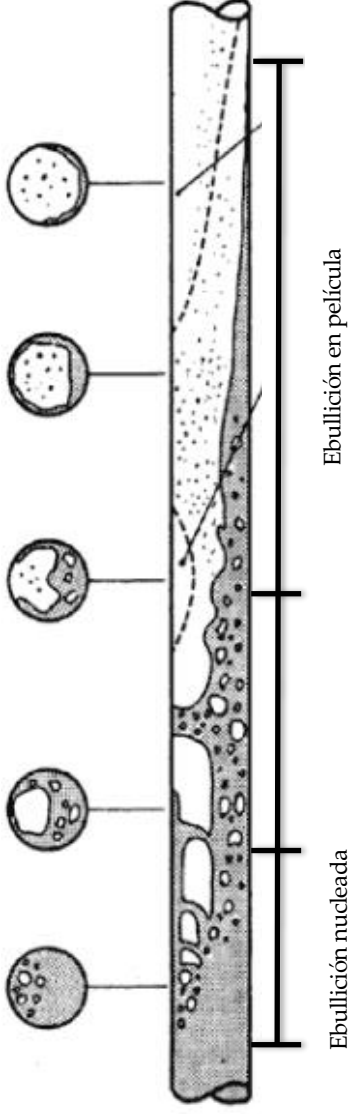


Ilustración 17 Evolución de la ebullición en tubo horizontal

Fuente: FRICTION FACTORS FOR SINGLE PHASE FLOW IN SMOOTH AND ROUGH TUBES

Por un lado, tenemos la ebullición nucleada o flujo burbujeante, en este régimen el vapor aparece por primera vez en forma de burbujas que se encuentran en el líquido. El número de burbujas cada vez es mayor de forma que con el acumulo de burbujas en la parte superior llega un momento en él que se distinguen dos fases independientes y apenas mezclado.

La cantidad de vapor irá aumentando hasta llegar a obtener la mayoría del tubo gobernado por vapor y solo una pequeña película remanente es agua en estado líquido. Este régimen conocido como ebullición en película o flujo anular.

Para el caso de ebullición nucleada se ha utilizado la correlación de Foster-Zuber (1995) que nos permite calcular el coeficiente de transferencia para el agua.

$$h_{cv-fluid2} = 0.00122 * \frac{k_l^{0.79} * C p_l^{0.45} \rho_l^{0.49} * \Delta T_e^{0.24} * \Delta P_{sat}^{0.75}}{\sigma^{0.5} * \mu_l^{0.29} * \lambda^{0.24} * \rho_v^{0.24}} \quad (21)$$

VARIABLES	DESCRIPCIÓN
$h_{cv-fluid2}$ [W/K*m ²]	Coefficiente convectivo para flujo burbujeante
K_l [W/m*K]	Conductividad del agua líquida
$C p_l$ [J/kg*K]	Capacidad calorífica del agua líquida
ρ_l [kg/m ³]	Densidad del agua líquida
ΔT_e [K]	Diferencia de temperatura del absorbedor y de saturación
ΔP_{sat} [bar]	Diferencia presiones de saturación a la temperatura del absorbedor y la de saturación
σ [J/m ²]	Tensión superficial
μ_l [kg/m*s]	Viscosidad dinámica del agua líquida
λ [J/kg]	Calor latente de evaporización
ρ_v [kg/m ³]	Densidad del vapor

Tabla 11 Correlación de Foster-Zuber

En este caso se impone que el cambio de un régimen a otro se producirá cuando se alcance el flujo de calor crítico.

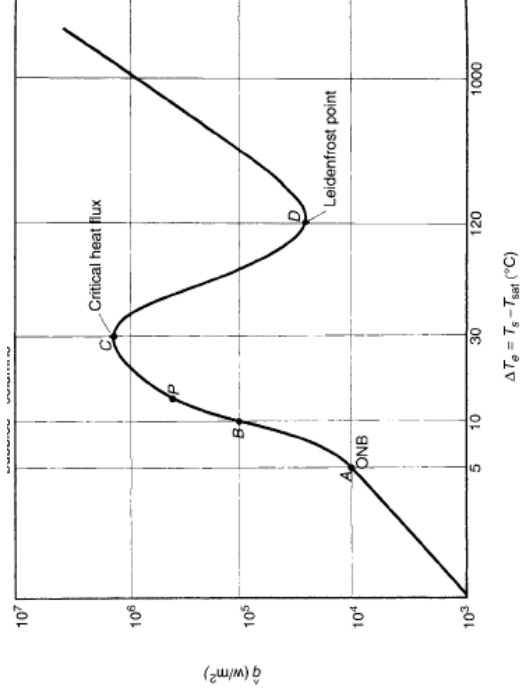


Ilustración 18. Transferencia de calor según las fases de ebullición

Fuente: Porcess Heat Transfer, R.W.Serth

Como se puede ver en la ilustración 18 según las etapas que experimenta el agua en ebullición el flujo varío, de forma que el cambio del régimen de ebullición nucleada, al siguiente, ebullición en película está marcado por un valor crítico.

En el cálculo del flujo crítico se ha utilizado la correlación de Merilo, específica para tubos horizontales.

$$\frac{\hat{q}_c}{G * \lambda} = 575 * \gamma_H^{-0.34} * \left(\frac{L}{D_{ab}}\right)^{-0.511} * \left(\frac{\rho_L - \rho_v}{\rho_v}\right)^{1.27} * \left(1 + \frac{\Delta H_{sub}}{\lambda}\right)^{1.64} \quad (22)$$

$$\gamma_H = \left(\frac{G * D}{\mu_l}\right) * \left(\frac{\mu_l^2}{\sigma * D_{ab} * \rho_l}\right)^{-1.58} * \left[\frac{(\rho_l - \rho_v) * g * D_{ab}^2}{\sigma}\right] * \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{6.41} \quad (23)$$

Variables	Descripción
q_c	Flujo de calor por unidad de superficie
G	Flujo másico
λ	Calor latente de evaporización
γ_H	Variable de correlación
L	Longitud del régimen
D_{ab}	Diámetro del absorbedor
ρ_l	Densidad del agua líquida
ρ_v	Densidad del vapor
ΔH_{sub}	Entalpia del líquido a la T^a de saturación
μ_l	Viscosidad dinámica del agua líquida
G	Aceleración de la gravedad en la Tierra
Variable	Descripción
σ	Tensión superficial
μ_v	Viscosidad dinámica del vapor

Tabla 12 Correlación de Merilo

La condición por tanto para el fin de la sección será cuando el calor ganado sea igual al flujo crítico. $Q_{fluid} = \hat{q}_c * A_{abs}$ (24)

3.1.1.1.3 Ebullición en película

Se ha utilizado la ecuación de Bromley. Propone que, para este régimen, al tener una gran cantidad de vapor, entra en juego tanto un intercambio convectivo como radiante. La siguiente fórmula es la utilizada para el cálculo del coeficiente de transferencia.

$$h_{fluid}^{\frac{4}{3}} = h_{fb}^{\frac{4}{3}} + h_r * h_{fluid}^{\frac{1}{3}} \quad (25)$$

$$\frac{h_{fb} * D_{ab}}{k_v} = 0.62 * \left[\frac{g * \rho_v * (\rho_l - \rho_v) * D_{ab}^3 * (\lambda + 0.76 * Cp_v * \Delta T_e)^{0.25}}{k_v * \mu_v * \Delta T_e} \right] \quad (26)$$

$$h_r = \frac{\epsilon_{ab} * \sigma_B * (T_{ab}^4 - T_{sat}^4)}{(T_{ab} - T_{sat})} \quad (27)$$

Variable	Descripción
h_{fluid}	Coefficiente de transferencia del fluido interno
h_{fb}	Coefficiente conductivo del fluido interior
h_r	Coefficiente radiante de fluido interior
D_{ab}	Diámetro interno del absorbedor
K_v	Conductividad del vapor
g	Aceleración gravitatoria en la superficie terrestre
ρ_v	Densidad del vapor
ρ_l	Densidad del agua
λ	Calor latente de evaporización
Cp_v	Capacidad calórica del vapor
ΔT_e	Temperatura media entre la pared y el fluido
μ_v	Viscosidad dinámica del vapor
ϵ_a	Emisividad del absorbedor
σ_B	Constante de Stefan Boltzman
T_{ab}	Temperatura del absorbedor
T_{sat}	Temperatura de saturación

Tabla 13 Correlación de Bromley

En este caso las propiedades se evalúan a la presión de entrada y a la temperatura media entre la temperatura de la pared del absorbedor y la de saturación.

Por otro lado, la entalpia de entrada se calculará a las condiciones finales del régimen de ebullición nucleada y la entalpia de salida se obtiene a la presión de entrada y con la condición expuesta a continuación, título de vapor iguala uno.

Dicha condición, que marca el comienzo de un nuevo régimen, es cuando se alcanza un título de vapor igual a 1, de forma que todo el fluido se ha evaporado.

3.1.1.1.4 Vapor sobrecalentado

Este último régimen se evaluará hasta el final del captador. Nuevamente se utiliza la correlación de Dittus -Boelter, pero esta vez evaluando las propiedades para el vapor.

$$h_{cv-fluid4} = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} * \frac{k_v}{D_{ab}} \quad (28)$$

$$Re = \frac{\rho_v * v * D_{ab}}{\mu_v} \quad (29)$$

$$Pr = \frac{C_{pv} * \mu_v}{k_v} \quad (30)$$

Variable	Descripción
$h_{cv-fluid4}$ [W/K*m ²]	Coefficiente de transferencia del fluido interior para el vapor sobrecalentado
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
k_v [W/m*K]	Conductividad del vapor
Dab [m]	Diámetro del absorbedor
μ_v [J/m*s]	Viscosidad dinámica del vapor
ρ_v [kg/m ³]	Densidad del vapor
Cpv [J/kg*K]	Capacidad calórica del vapor
v [m/s]	Velocidad del fluido interior

Tabla 14 Correlación de Dittus-Boelter

3.1.2 Comportamiento del modelo

Antes de presentar un caso a partir del cual se realizarán diversas modificaciones con el modelo propuesto para poder ver una estimación a la respuesta que se obtendría en el modelo real, así como ver que parámetros influyen más en el modelo. Es preciso realizar una confirmación que nos indique que el modelo que se ha propuesto tiene un comportamiento aceptable.

Para ello se ha partido del modelo y se han realizado diferentes modificaciones dejando siempre el caudal y demás variables fijas y solo variando la presión de trabajo.

Con esto se ha obtenido la evolución del coeficiente de transferencia del fluido a lo largo de tubo. La forma de la gráfica esperada es parabólica.

Por otro lado, al hacer varias simulaciones a diferentes presiones de trabajo, dado que a medida que aumenta la presión la temperatura de saturación del agua aumenta. Y es por ello que el paso de un régimen a otro, dentro de la modelización del fluido interior, tome una mayor fracción de la longitud del tubo interior.

Las presiones de trabajo que se han tomado para la simulación son

Presión (bar)	Tª saturación (°C)
5	159
10	184
15	201
20	215

Tabla 15 Presiones del trabajo para evaluar el comportamiento del modelo

La gráfica obtenida de las simulaciones es la siguiente:

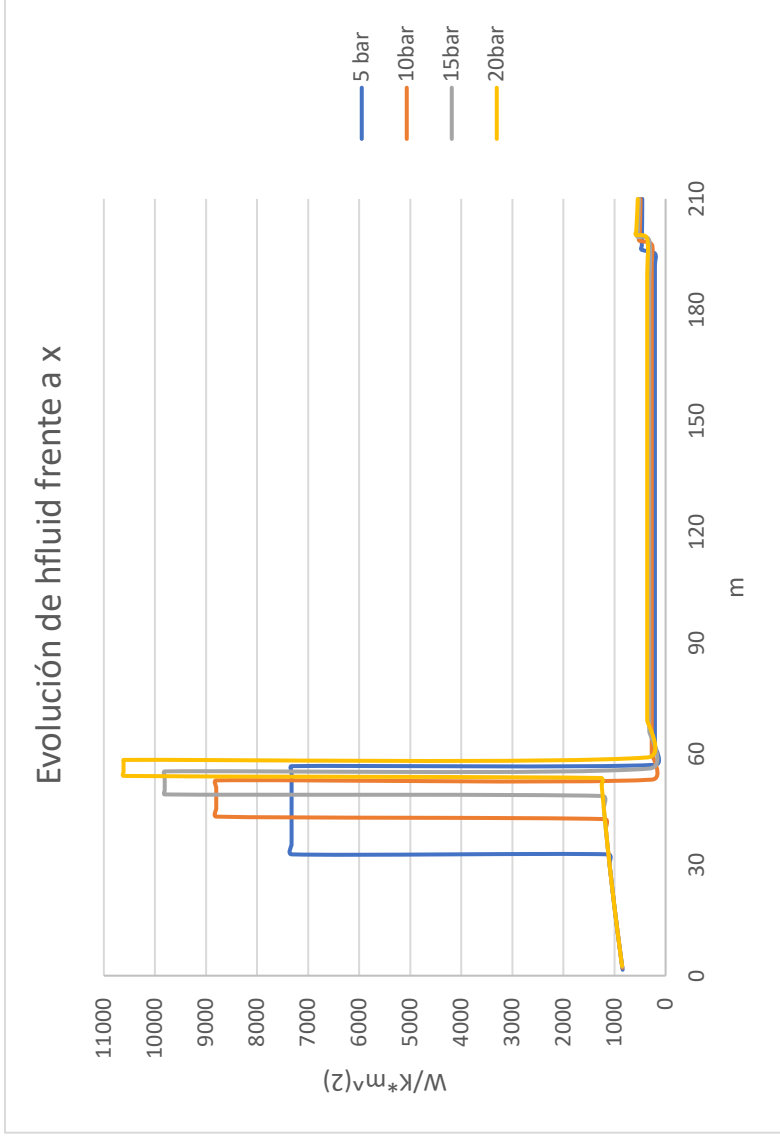


Ilustración 19 Obtención de la evolución del coeficiente de transferencia del fluido a lo largo del tubo a diferentes presiones

En la ilustración 19 queda reflejado la evolución del coeficiente interno de transferencia del fluido a lo largo del cilindro parabólico. Se puede observar como queda reflejado las diferentes etapas que nos encontramos en la ebullición del agua.

Son cuatro las etapas que quedan representadas en la ilustración, desde el calentamiento del agua hasta su punto de saturación, el proceso de ebullición del agua y el sobrecalentamiento del vapor.

En el extremo izquierdo diferenciamos el calentamiento del agua cuyo coeficiente convectivo es del orden de $1000W/K \cdot m^2$, mientras que en el derecho representa el calentamiento del vapor sobresaturado con un coeficiente que oscila entre los $500 W/K \cdot m^2$.

En el tramo central se produce el cambio de fase de líquido a vapor. Se pueden notar dos etapas, la primera con un coeficiente convectivo alto es la Ebullición nucleada, un orden aproximado del coeficiente en esta etapa es de $10000W/K \cdot m^2$, valor no muy dispar para la ebullición del agua.

Por último, se aprecia la segunda etapa en la ebullición, la ebullición en película. Es fácil de reconocer esta fase ya que comienza justo cuando se produce la drástica disminución del coeficiente de transferencia. Esta disminución es debido a que la correlación implementada en el modelo toma como suposición la existencia de dos coeficientes de transferencia uno debido a la convección y otro a la radiación. Es por ello por lo que se produce el brusco cambio de valor, porque el coeficiente radiante penaliza mucho al global.

4. CASO BASE

4.1 Descripción del caso base

En este apartado se presenta el sistema real usado para validar el modelo desarrollado en apartados anteriores. El modelo tomado es el propuesto en la publicación '*INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant*' (Eduardo Zarza, et al; 2005). En este artículo se presenta el primer prototipo comercial de una planta de generación de vapor directa. El diseño de la planta se basa en la experiencia del proyecto DISS llevado a cabo en la planta PSA de Almería.

El proyecto DISS tuvo como objetivo el desarrollar una nueva generación de planta solar térmica con cilindros parabólicos. La meta final del proyecto era incrementar un 20% el rendimiento sobre las instalaciones ya en uso y reducción los costes de inversión un 15%. Todo ello supondría una reducción del coste de generación de la electricidad del 30%.

El proyecto DISS se acondicionó en dos fases, la primera estaba dividida en tres tareas:

- Diseño e implementación de una instalación en la Plataforma Solar de Almería con la que se pudiera realizar diversos estudios bajo condiciones reales de sol. En un principio sobre los planos la instalación iba a estar compuesta por dos hileras de colectores en paralelo, pero finalmente solo una se construyó, la otra espera ser construida en un futuro.
- Llevar a cabo una investigación termo-hidráulica en la generación directa. Con el fin de complementar la experiencia para entonces obtenida en la PSA.
- Mejora de los colectores: desarrollar y evaluar unos mejores componentes.

En la segunda fase del proyecto se marcaron los siguientes pasos:

- Investigación experimental del proceso de Generación de Vapor Directa bajo condiciones solares reales usando las instalaciones implementadas en la PSA durante la fase 1. Tres diferentes configuraciones fueron estudiadas de manera experimental (Único-Paso, Recirculación, Inyección) con el propósito de determinar los límites operacionales de cada una.
- Pre-elaboración de una planta comercial. La intención de esta tarea era conseguir integrar la generación directa con el bloque de potencia.
- Reforzado de los espejos de los concentradores y desarrollo de un prototipo de tubo absorbedor con un concentrador secundario.

Los resultados obtenidos en el proyecto DISS muestran la viabilidad de la utilización del agua como fluido de trabajo en la tecnología del cilindro parabólico. Aunque estos datos no avalaban la seguridad de llevar a cabo una instalación de gran magnitud ya que todos los datos experimentales procedían de una sola fila de captadores, con la ausencia de un grupo de potencia para la conversión eléctrica.

Es por ello que resulta necesario la construcción de una planta de media concentración con el fin de verificar la viabilidad. Así pues, se consigue llevar a cabo la construcción de la primera planta comercial de generación de vapor en Puertollano.

El tamaño de la central solar termoelectrica con tecnología GDV es de 3MW_e. Está compuesta por cuatro filas de captadores cilindro-parabólicos todas ellas conectadas a un boque de potencia.



Ilustración 20 Planta de Puertollano

Fuente: de <http://www.psa.es/es/areas/ussc/grupomedial/poryectos/puertollanogdv.php>

Aunque el diseño de la planta sea con carácter de producción eléctrica por medio de una turbina, el campo solar no difiere en nada según la aplicación. El tema tratado hasta ahora ha sido el acoplamiento de la tecnología en estudio al sector industrial. En esta aplicación nada más que se necesita una única hilera de colectores ya que el caudal solicitado no es equiparable al que se necesitaría en una central Termosolar.

El campo solar de la central de Puertollano está compuesto por 70 colectores del modelo ET-100. En nuestro caso el número de colectores necesarios es mucho menor, necesitamos obtener un caudal vapor sobrecalentado bajo, por lo que nos quedaremos con una hilera que a priori parece ser suficientemente larga como para asegurarnos que bajo unas condiciones que no deriven mucho de las estándar obtengamos vapor sobrecalentado.

La hilera está compuesta por un total de 10 colectores: 3 de ellos se utilizan para el precalentamiento del agua, 5 son dedicados a la evaporación del agua y los 2 restantes al sobrecalentamiento del vapor.

A continuación, se presentan las características del modelo ET-100 y los parámetros que se tuvieron en cuenta.

Longitud de un único colector	98 m
Número de módulos por colector	8
Longitud neta por módulo	12.25 m
Anchura de la parábola	5.76 m
Diámetro exterior	0.007 m

Diámetro interior	0.055
Longitud del conector con colector adyacente	5 m
Número de conectores	4
Eficiencia óptica	0.765
Rugosidad relativa del tubo interior	$7.23 \cdot 10^{-4}$

Tabla 16 Características del modelo cilindro parabólico ET-100

Se tomará como día de operación el mismo que se elijo como punto de diseño y viene presentado en el informe al que se hace mención al principio, este día es el 21 de junio.

Irradiancia solar directa	875 W/m²
Temperatura ambiente	20° C
Ángulo de incidencia de la radiación solar	13.7°

Tabla 17 Parámetros del día de operación

Las condiciones de entrada/salida que se tomaron para el dimensionamiento de la planta de 3MWe fueron las siguientes:

Temperatura del agua de entrada	115° C
Presión de entrada	70 bar
Temperatura de salida del vapor	410° C
Caudal	1.42 kg/s

Tabla 18 Condiciones del agua de entrada de la planta Puertollano

El número de colectores que conforman la hilera se obtuvo teniendo en cuenta las condiciones de entrada y salida expuestas anteriormente. Tenemos que distinguir que la planta operara para conseguir obtener electricidad por medio de la turbinación de vapor. Es por ello que los parámetros están adaptados para el ciclo de potencia, los requisitos para el caso de estudio de este trabajo son bastantes diferentes y de un nivel térmico algo más bajo.

Así pues, mantener estos parámetros para el caso de estudio ocasionaría un gran dimensionamiento teniendo en cuenta la demanda energética a nivel industrial.

Mantendremos el mismo día de diseño, pero los parámetros de entrada y la longitud del lazo las variaremos de forma que sean más coherentes con la aplicación para la que están dirigidos.

Numero de colectores por lazo	3
Presión de entrada	20 bar
Temperatura de entrada	30° C
Caudal	0.5kg/s

Tabla 19 Condiciones de entrada del caso base

El número de colectores es tomado en relación con la experiencia de la PSA que en uno de sus muchos experimentos reportaron la obtención de vapor por medio de un cilindro parabólico con una longitud unos de 220 m.

Definido el caso base podemos realizar diversas simulaciones para ver cuál sería el comportamiento que obtendríamos de nuestro modelo antes diversas perturbaciones.

4.2 Análisis de sensibilidad

4.2.1 Perfil de temperatura

La primera simulación que llevaremos a cabo será la obtención de la evolución del perfil de temperaturas según las condiciones tomadas para estudiar el comportamiento del modelo. Para permitir entender mejor a qué punto se realiza el cambio de régimen se va proceder incorporar una tabla en la que se indica la longitud de tubo en la que se desarrolla cada etapa.

Etapas	Longitud de tubo
Calentamiento hasta punto de saturación	71,51 m
Ebullición nucleada	6,96 m
Ebullición en película	167,4 m
Calentamiento vapor sobrecalentado	48,13 m

Tabla 20 Evolución de los diferentes regímenes

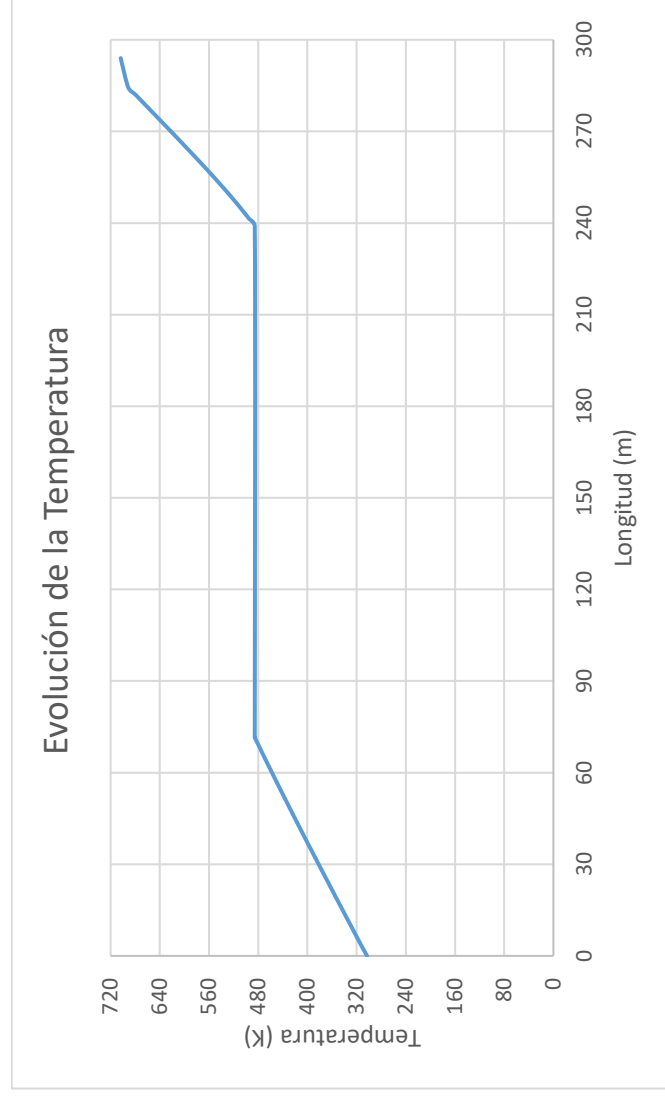


Ilustración 21 Perfil de temperatura a la presión de trabajo

El perfil de temperaturas es el esperado, creciente según el fluido avanza por la tubería. La sección de temperatura constante indica el cambio de fase del agua, al considerar despreciable la pérdida de presión. Por consiguiente, al tomar una presión constante de trabajo, la temperatura de saturación se mantiene constante. Sabemos que existe una dependencia directa entre la presión y la temperatura de saturación, cuanto mayor sea la presión mayor la temperatura de saturación y viceversa si disminuye.

Dependence of water boiling point on pressure

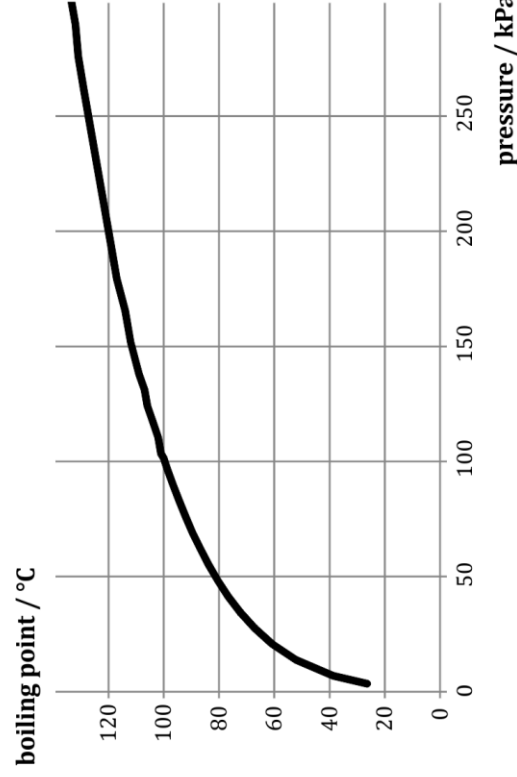


Ilustración 22 Dependencia de la temperatura de saturación con la presión

Fuente: <http://fyzikalnipokusy.cz/1707/dependence-of-boiling-point-of-water-on-pressure>

Como se ilustra en la Ilustración 22 vemos una relación exponencial entre la presión y la temperatura de ebullición.

Es importante por lo tanto la presión de trabajo, ya que según una u otra presión el perfil de temperatura variará respecto a la longitud del tubo. Con una presión baja se obtendrá al final del tubo un vapor sobrecalentado a elevada temperatura que, si la presión fuera alta, aunque no es mejor tener un vapor a mucha temperatura.

Se llama calor latente a la energía requerida por una sustancia para cambiar de fase, el agua tiene la característica de tener un alto calor latente.

El vapor tiene un bajo coeficiente de transferencia, aunque la temperatura de este sea muy alta el calor transferido es mucho mayor en la condensación del agua. Así pues, desde el punto de la transferencia de calor lo que interesa es tener la Temperatura de saturación lo más alta posible y eso se consigue elevando la presión.

Realizamos simulaciones a una presión de trabajo de 15 bar y de 20 bar para ver el nivel energético que se obtendría al final del lazo según la presión y a la par el perfil de temperatura.

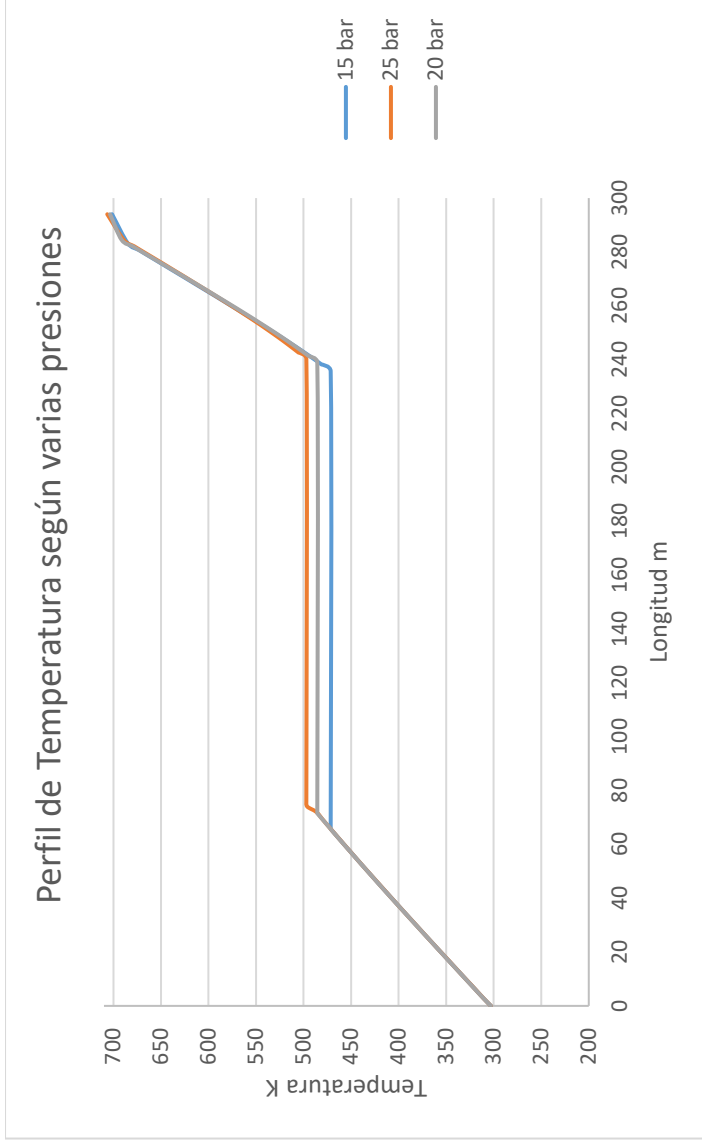


Ilustración 23 Perfil de temperatura a diferentes presiones de trabajo

En la gráfica adjunta podemos observar varios fenómenos ya citados en este apartado y en otros sucesivos.

Lo primero que observamos, como se ha hecho mención en unas líneas más arriba, es el cambio de la Temperatura de Saturación respecto a la presión. Notemos como al variar la presión, según el modelo tomado, esta varía, aunque la variación de temperatura es del orden de pocos grados Kelvin respecto a cada salto de presión. Este aumento de temperatura es prácticamente despreciable en cuanto al aumento que se obtendría en el intercambiador de calor posteriormente situado en el proceso industrial. Para llegar a grandes diferencias, habría que aumentar mucho la presión e irnos a índices de presión excesivos respecto a los que se viene utilizando en el sector industrial.

Otro fenómeno que podemos distinguir, que se hizo mención en el apartado anterior, es como la evolución de los diferentes regímenes se retrasa respecto aumenta la presión. La ebullición del agua ocurre de una forma más temprana cuanto más baja sea la presión, siempre debido a que la temperatura de saturación es menor.

4.2.2 Obtención del caudal según la irradiación

Esta simulación se llevará a cabo para determinar cuál sería el caudal de trabajo necesario si se fijan una temperatura de salida del vapor según diferentes perfiles de irradiancia. La temperatura a la salida se mantendrá como parámetro constante a 450°C.

W/m²	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Kg/s	0.13	0.20	0.27	0.34	0.41	0.48	0.59	0.62	0.69	0.75	0.82

Tabla 21 Obtención del caudal según el nivel de irradiancia

4.2.3 Longitud del tubo absorbedor

En este caso se ha variado la distancia del tubo absorbedor. Es un parámetro que quizás pueda resultar obvia su repercusión en cuanto al modelo, pero puede servir como índice para comparar la similitud del modelo respecto a la realidad.

La consecuencia de aumentar o disminuir la longitud parece directa. Al modificar la longitud se está modificando el área activa, al ser un cilindro el área de transferencia es tal que así.

$$A_{transferencia} = \pi * Diámetro * Longitud \quad (31)$$

Aumentando la longitud conseguimos aumentar el área de transferencia y viceversa si se disminuye. Una variación en el área de transferencia hace variar la energía ganada, así como las pérdidas. A mayor área, se tiene una mayor superficie de transferencia y por tanto mayores pérdidas, pero por otro lado el área sobre la que se concentran los rayos soles es mayor y esto hace tener unas mayores ganancias.

Por lo tanto, es evidente que un aumento de la longitud se obtendrá una temperatura de salida mayor dado que la energía captada es mayor que las pérdidas.

Una reducción de la longitud muy drástica, ya no solo se obtendría una temperatura más baja a la salida, sino que quizás pudiera causar que el agua no llegase a evaporarse al 100%.

A continuación, se muestran los datos obtenidos en la simulación variando la longitud en un rango de $\pm 20\%$.

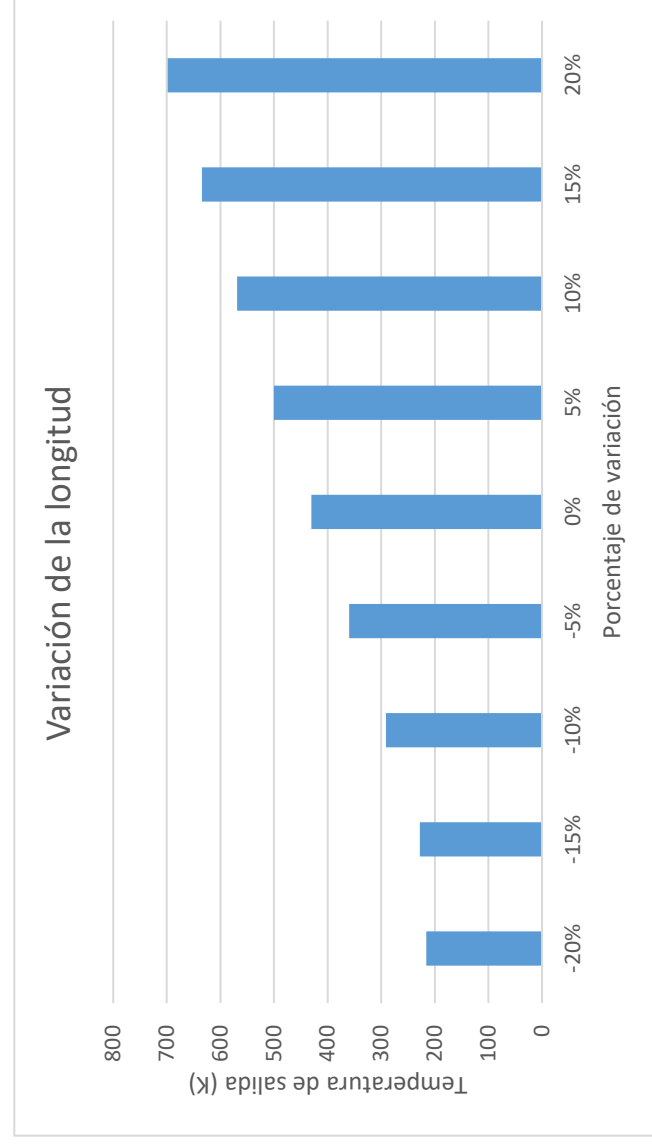


Ilustración 24 Variación de la temperatura de salida respecto a la longitud del colector

Como era de esperar la temperatura es mayor respecto se aumenta la longitud y menor si la disminuimos. Pero más allá de ello, fijándonos en los valores extremos podemos concluir varias cosas.

Observando el valor mínimo 235.2 metros que equivale a una reducción del 20% obtenemos una temperatura a la salida de 212.6 °C. Para una presión de 20 bar resulta que la temperatura de saturación coincide con la de salida.

Esto nos indica que el agua a lo largo del lazo es incapaz de evaporarse del todo, según el modelo, concretamente se obtiene un título de vapor a la salida de 0.738; el modelo se detiene en la etapa de ebullición en película.

Por otro lado, el valor máximo de 352.8, un 20% mayor que el caso base, nos puede indicar una primera aproximación de semejanza de nuestro modelo al ejemplo tomado para el caso base.

En la planta de Puertollano un lazo está compuesto por 10 módulos, es decir una distancia total de 980m, el caudal de operación es de 1.42kg/s y alcanza una temperatura a la salida de 410°C, alcanza un salto térmico de unos 300°C.

En el caso extremo de la simulación, la longitud es de 352.8 m, opera con un caudal de 0.5kg/s y alcanza un salto térmico de alrededor 700°C.

Los parámetros del caso base y los de la planta real difieren entre sí de forma que son algo más del doble unos respecto a otros. En la planta real la longitud y el caudal son algo más del doble que del caso base mientras que el salto de temperatura entorno a la mitad.

El caudal guarda una gran relación respecto al salto térmico, ya que para las mismas condiciones si de aumenta el caudal de paso, la masa que de agua a calentar el mucho mayor con la misma radiación y longitud. Por lo que esta se calentaría menos y la temperatura en la salida que se obtiene es menor.

Se podría hacer una aproximación por lo tanto y decir que dado la diferencia de salto de temperatura es debido a la diferencia de caudal, y por ende explicar como en la planta real, aunque la longitud sea algo más del doble la temperatura que se consigue del vapor sea más baja. Para ello vamos a realizar una simulación aumentando algo el caudal y viendo si es muy limitante con respecto a la temperatura.

Con un incremento en la longitud del 20% y un caudal de 0.85Kg/s se obtiene una temperatura del vapor sobrecalentado de 226 °C. Vemos como el caudal es una variable bastante limitante en el modelo, de forma que se puede considerar una posible explicación de por qué se alcanza una alta temperatura en el caso extremo de variación de la longitud.

Con el fin de corroborar esta conclusión se procede a simular en el modelo diferentes caudales y ver la tendencia que sigue respecto a la Temperatura, fijando la longitud a la del caso base.

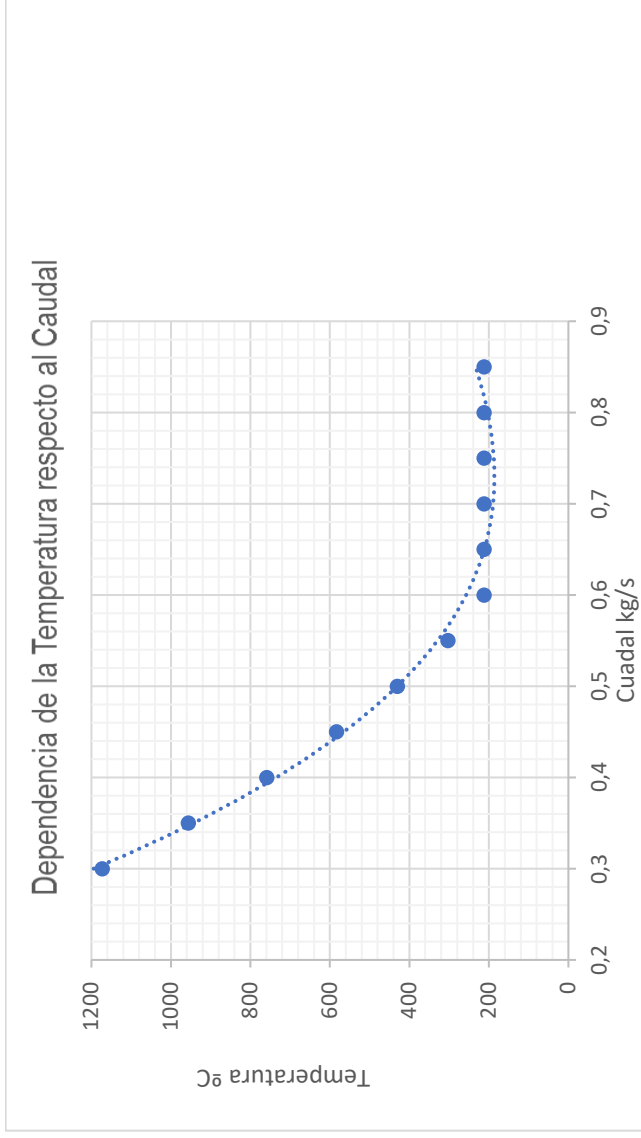


Ilustración 25 Caudal vs temperatura de salida del fluido

Para una misma longitud vemos como la temperatura tiene una tendencia exponencial decreciente respecto al caudal, si la longitud aumentase la tendencia seguiría igual, pero se obtendría una mayor temperatura respecto a lo caudales.

Por lo tanto, no es descabellado decir que la causa de la elevada temperatura sea debido al caudal ya que si este disminuye la temperatura crece de forma exponencial.

4.2.4 Dependencia de la eficiencia respecto a la irradiancia

Todo proceso energético es una conversión de energía y como tal lleva asociado una eficiencia. Es este proceso la eficiencia del colector se define como la energía que se cede al fluido respecto a la disponible, es decir la concentración solar.

$$\eta = \frac{Q_{fluid}}{Q_{Solar}} \quad (32)$$

Para comparar la evolución de la eficiencia de nuestro modelo tomamos del artículo '*THERMAL ANALYSIS OF PARABOLIC TROUGH SOLAR COLLECTORS FOR ELECTRIC POWER GENERATION*' (S. D. Odeh, G. L. Morrison and M. Behnia;1996) una gráfica en la que viene representada la evolución de la eficiencia del colector según la irradiancia. En el artículo se realizó el estudio del colector LUZ LS2, la gráfica presentada en el artículo se especifica que se obtuvo mediante la simulación con el programa Trnsys.

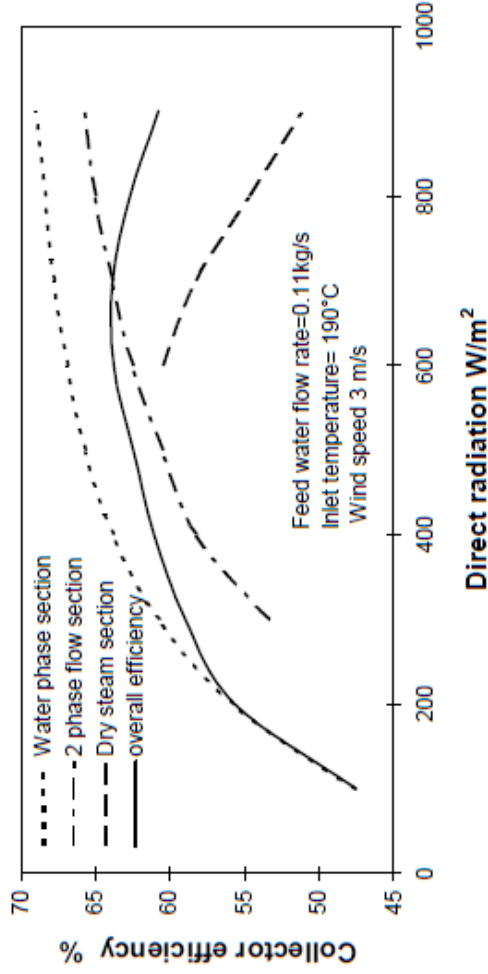


Ilustración 26 Variación de la eficiencia

Fuente: THERMAL ANALYSIS OF PARABOLIC TROUGH SOLAR COLLECTORS FOR ELECTRIC POWER GENERATION

De la misma forma, con el modelo implementado en el EES realizaremos una serie de simulaciones para obtener una dispersión de puntos y ajustarla por una recta de mínimos cuadrados. Para estar en las mismas condiciones que en las reportadas en el ensayo del artículo solo tomaremos un colector, una temperatura de entrada del agua de 190°C, un caudal de 0.11 kg/s y una velocidad del viento de 3m/s.

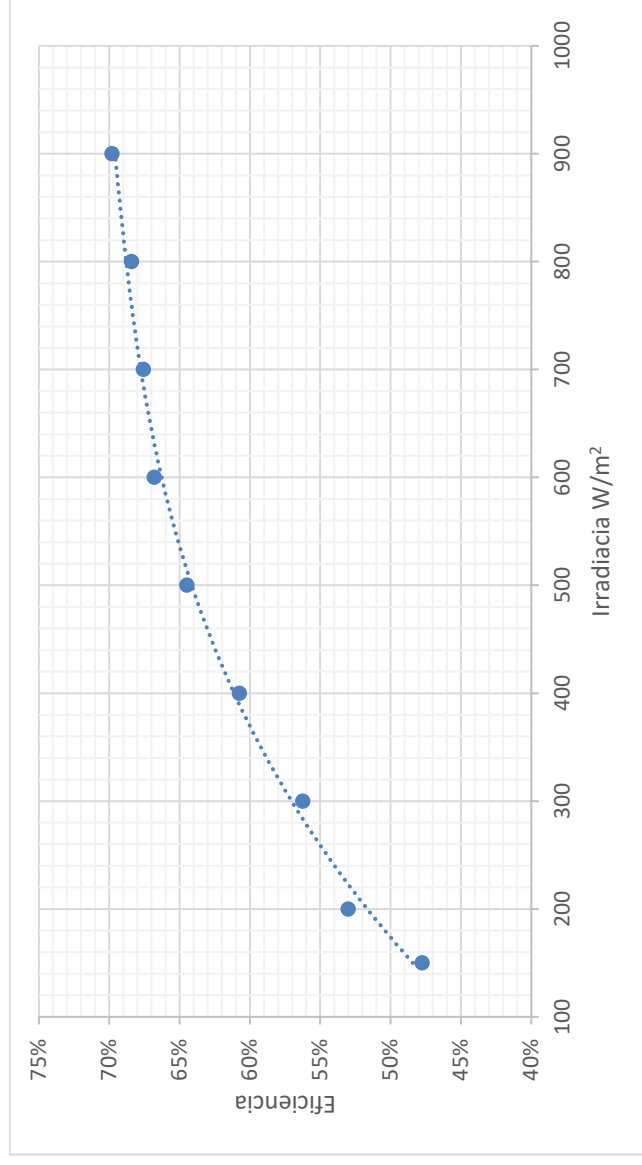


Ilustración 27 Dependencia de la eficiencia respecto a la irradiancia del modelo

Vemos como la evolución del modelo se aproxima a la gráfica sacada del artículo científico. Los valores difieren debido a que son dos colectores diferentes con diversos parámetros, aunque los valores obtenidos en la simulación sean quizás algo bajos, el rendimiento suele estar en torno a

50-60%. A medida que la irradiancia aumenta, aunque se consigue un vapor a mayor temperatura, el aprovechamiento de la energía es menor, por ello encontramos la tendencia al valor del 70%. Un mayor aprovechamiento de la energía disponible sería disponer de una mayor longitud o aumentar el caudal de trabajo, así se tendría una mayor masa a la que se le pudiera transferir la energía.

Veamos como la eficiencia sube si aumentamos el caudal, tomaremos el mismo punto, pero aumentaremos dos veces el caudal y lo analizaremos para los valores a partir de los que la eficiencia baja con la irradiancia

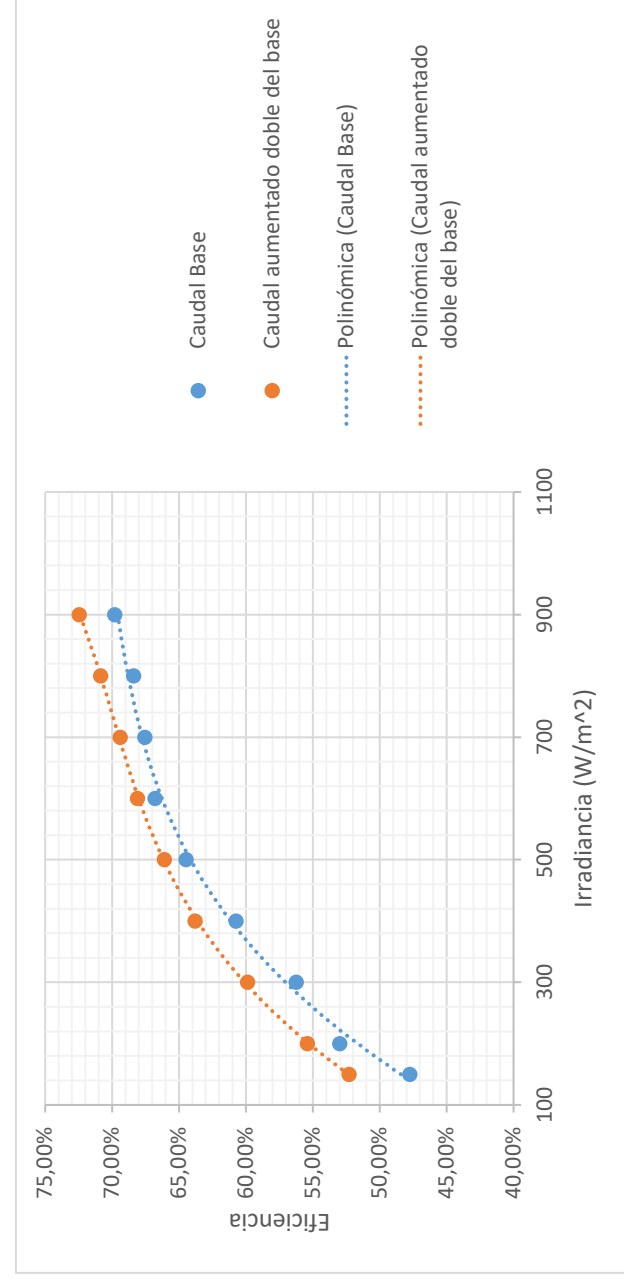


Ilustración 28 Variación de la eficiencia con la Irradiación para diferentes caudales

Queda entonces reflejado como con un aumento del caudal se tiene un mejor aprovechamiento de la energía disponible.

Es importante conocer también cual es la eficiencia para el caso de operación nominal del modelo siendo el rendimiento térmico del 69.2%.

Una forma de ver también la eficiencia del proceso es observando las pérdidas de este, para el caso del modelo base tenemos unas pérdidas por área para cada régimen recogidas en la gráfica siguiente.

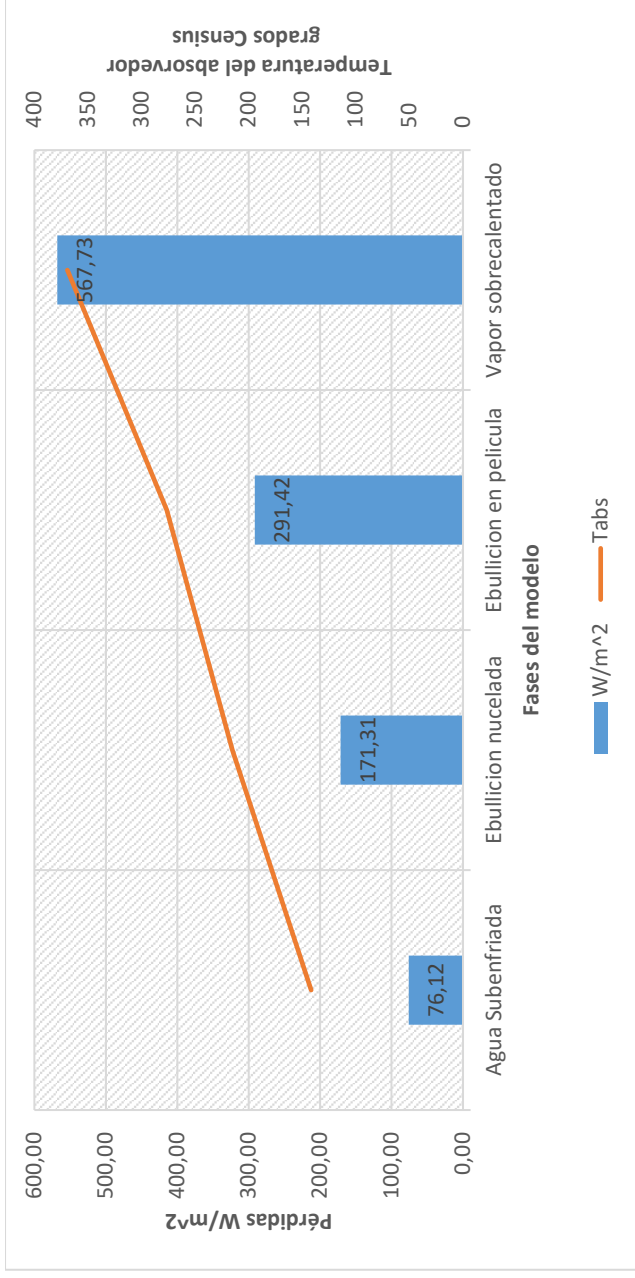


Ilustración 29 Pérdidas por cada etapa en la ebullición

4.2.5 Sensibilidad del modelo ante el diámetro exterior e interior

En este apartado se ha propuesto ver cuál es la dependencia existente entre las condiciones finales del vapor y la variación del diámetro exterior e interior. Primeramente, se ha procedido a dejar fijo el diámetro interior correspondiente al absorbedor, variando el diámetro exterior del cristal. Una variación del diámetro exterior corresponde a aumentar o disminuir el espacio existente entre cristal y absorbedor. Este espacio es necesario ya que sin el absorbedor estaría expuesto completamente a la intemperie y gracias casi se anulan las pérdidas convectivas al realizar el vacío es esta cámara.

Diámetro del cristal	Temperatura del vapor	Porcentaje de variación
0,3 m	699,4 K	140,00%
0,2 m	701,1 K	60,00%
0,155 m	702,9 K	24,00%
0,15 m	703 K	20,00%
0,145 m	703,1 K	16,00%
0,14 m	703,2 K	12,00%
0,135 m	703,3 K	8,00%
0,13 m	703,5 K	4,00%
0,125 m	703,6 K	0,00%
0,12 m	703,7 K	-4,00%
0,115 m	703,9 K	-8,00%
0,11 m	704,2 K	-12,00%
0,105 m	704,5 K	-16,00%
0,1 m	704,7 K	-20,00%
0,095 m	705 K	-24,00%
0,075 m	706,7 K	-40,00%

Tabla 22 Variación del diámetro exterior y obtención de temperatura a la salida

Según como queda reflejado en la Tabla 22, no se obtiene una gran variación de temperatura de salida del vapor sobresaturado. El orden de oscilación de la temperatura es de apenas 4 grados. Cuando el diámetro aumenta la cámara interna es mayor y por ende la radiación solar debe atravesar un mayor recorrido para llegar al absorbedor, así como las pérdidas por radiación y por conducción del gas residual aumentan, es por ello que obtenemos, aunque pequeña, una disminución.

Queriendo analizar un caso extremo, se ha aumentado el diámetro un 140% mayor respecto al caso base, pero ni aun así se aprecia una gran sensibilidad.

Por el contrario, ocurre si disminuimos el diámetro, la atenuación de la radiación es menos y menores son las pérdidas dando lugar a un leve aumento de la temperatura de salida.

Pasamos ahora a efectuar el mismo proceso peor con el diámetro interior, dejando fijo el exterior.

Diámetro del cristal	Temperatura del vapor	Título de vapor	Porcentaje de variación
0,09 m	1075 K	1	28,57%
0,08 m	898,3 K	1	14,29%
0,07 m	703,6 K	1	0,00%
0,065 m	603 K	1	7,14%
0,06 m	509 K	1	14,29%
0,055 m	485,6 K	0,6468	21,43%
0,045 m	485,6 K	0,4547	35,71%
0,04 m	485,6 K	0,3093	42,86%

Tabla 23 Variación del diámetro interior y obtención de la temperatura a la salida

Podemos observar como el modelo es mucho más dependiente respecto al diámetro del absorbedor. Esto es así ya que el absorbedor está directamente en contacto con el fluido y un aumento o disminución del diámetro afecta al área de transferencia por el que se cede el calor directamente al agua.

Podemos observar como con un mismo porcentaje de variación las condiciones a la salida se ven mucho más afectadas, incluso produciéndose que con una reducción mayor del 20% se deja de obtener vapor sobresaturado a la salida.

4.2.6 Análisis del comportamiento del cilindro parabólico con pérdida de vacío

Por último, en este apartado estudiaremos el comportamiento de nuestro modelo en el caso que se produjera una rotura en el cristal externo de forma que se tendría la pérdida del vacío y por consiguiente un aumento de las pérdidas debido a que se tiene una convección del aire que ahora se encuentra en la cámara.

El modelo utilizado es un modelo detallado de los intercambios que se dan en el proceso de calentamiento del agua. En esta nueva situación debemos suprimir el cociente debido las pérdidas aproximadas a la conducción del hidrógeno y el aire residual por un coeficiente convectivo natural del aire.

A continuación, se propone la correlación de Churchill y Chu para el cálculo de dicho coeficiente convectivo:

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 * Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (33)$$

$$Ra_D = \frac{g * \beta * |T_s - T_\infty| * D^3}{\alpha * \nu} \quad (34)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (35)$$

Variable	Descripción
Nud	Nusselt medio
Rad	Número de Rayleigh
Pr	Número de Prandtl
g	Gravedad en la superficie terrestre
β	Coefficiente de expansión térmica
T_s	Temperatura de la superficie
T_∞	Temperatura de referencia
D	Diámetro
α	Difusividad térmica
ν	Viscosidad cinemática

Tabla 24 Parámetros de la corrección Churchill y Chu

Realizaremos tres simulaciones de forma que en cada simulación tendremos uno de los tres colectores roto, así la primera simulación será suponer una rotura solo en el primer colector y así de forma sucesiva. Solo se simulará la rotura de un colector de forma individual.

En la primera simulación se ha considerado que se tiene una rotura que afecta solo al primer colector de los tres, dónde se produce mayoritariamente el calentamiento del agua hasta el punto de saturación en una simulación en condiciones estándar.

De la simulación se ha obtenido el perfil de temperatura que se ha procedido a compararlo con el perfil de temperatura del caso general.

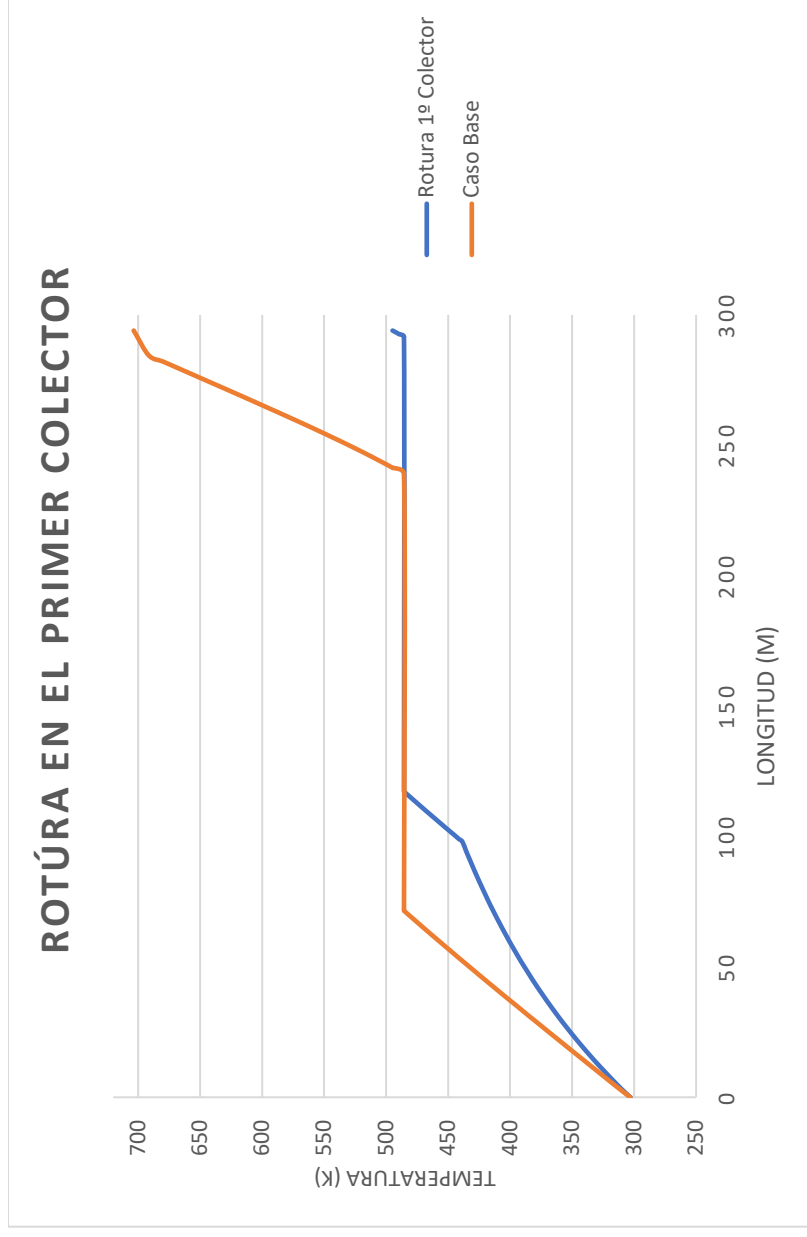


Ilustración 30 Ilustración del modelo con rotura en el primer colector

Con el diagrama del perfil de temperatura se puede distinguir perfectamente el efecto que ocasiona la rotura en el colector. El que el colector se rompa hace retrasar el calentamiento del agua debido a que las pérdidas aumentan. Aunque la rotura esté localizada en el primer colector afecta a las condiciones de salida del vapor gravemente, se obtiene un vapor a la salida apenas sobrecalentado.

Se puede observar como para la longitud de 98m, el equivalente al primer colector la evolución de la temperatura sufre un cambio ya que pasa al segundo colector que no sufre rotura

El efecto de la rotura hace que las evoluciones de la etapa tomen un mayor tiempo. El calentamiento del agua hasta el punto de saturación requiere una mayor distancia del tubo, originando que una vez obtenido el vapor saturado la longitud del tubo que queda por explotar sean de unos escasos metros.

Disponemos ahora a estudiar el comportamiento del modelo para el caso que la rotura se produjera en el segundo colector.

Un primer dato que se obtuvo fue la longitud que sería necesaria para completar la etapa de ebullición nucleada con el colector roto. Se obtuvo que sería necesaria una longitud del colector de 707 m para se desarrollase por completo la ebullición nucleada y se diera lo condición del flujo crítico para pasar a la etapa de ebullición en película.

Se deduce la causa de esta desmesurada longitud el hecho de que, en el caso general, como se estudió en el apartado Dependencia de la eficiencia respecto a la irradiancia, se obtuvieron unas pérdidas de 995.17 W/m^2 para una distancia de 6.96m. Lo que nos indica que sin la rotura del

colector las pérdidas eran ya de por sí altas, al aumentar las pérdidas hace que la longitud requerida aumente drásticamente.

Teniendo en cuenta la longitud anterior, el tramo restante que se tiene a disposición, quitando el necesario para el calentamiento del agua líquida hasta el punto de saturación, solo se desarrollará la etapa de ebullición nucleada, ante esto llevo a cabo una simulación para saber cuál serían las propiedades del fluido a la salida del lazo. Las condiciones a la salida como se esperaban es una mezcla bifásica a la temperatura de 485.6 K con un título de vapor de 0.1208, la longitud disponible para la ebullición nucleada es de 222.5m.

Para el último caso se supone que solo el tercer colector es el que tiene una rotura. Previamente se ha realizado el estudio de la distancia que sería necesario, considerando la rotura del colector, para desarrollarse por completo la parte de la ebullición en película que ocupa parte del tercer colector.

Se precisaría de una longitud de 256,5m mayor de los 98m disponibles. Restringiendo la longitud a la del colector, las propiedades a la salida son un título de vapor de 0.8233 y la temperatura es la de saturación para la presión de 20bar 485.6 K; ya que la mezcla es bifásica y eso indica que no se ha llegado a obtener el punto de vapor saturado.

4.2.7 Cálculo del caudal de vapor mediante el recurso solar

En esta sección se ha conseguido obtener la producción de vapor que se tendría durante todo un año a partir del recurso solar de la localidad de Sevilla. Para ello ha sido necesario obtener unos datos de Irradiancia que han sido tomados de la base de Meteo del año solar tipo propuestos para Sevilla.

Se ha utilizado tanto la irradiancia normal como la temperatura ambiente, las condiciones a la salida se han fijados iguales que en el apartado 4.2.2, vapor sobrecalentado a una temperatura de salida de 450° C.

Las gráficas obtenidas para cada mes del año son las siguientes:

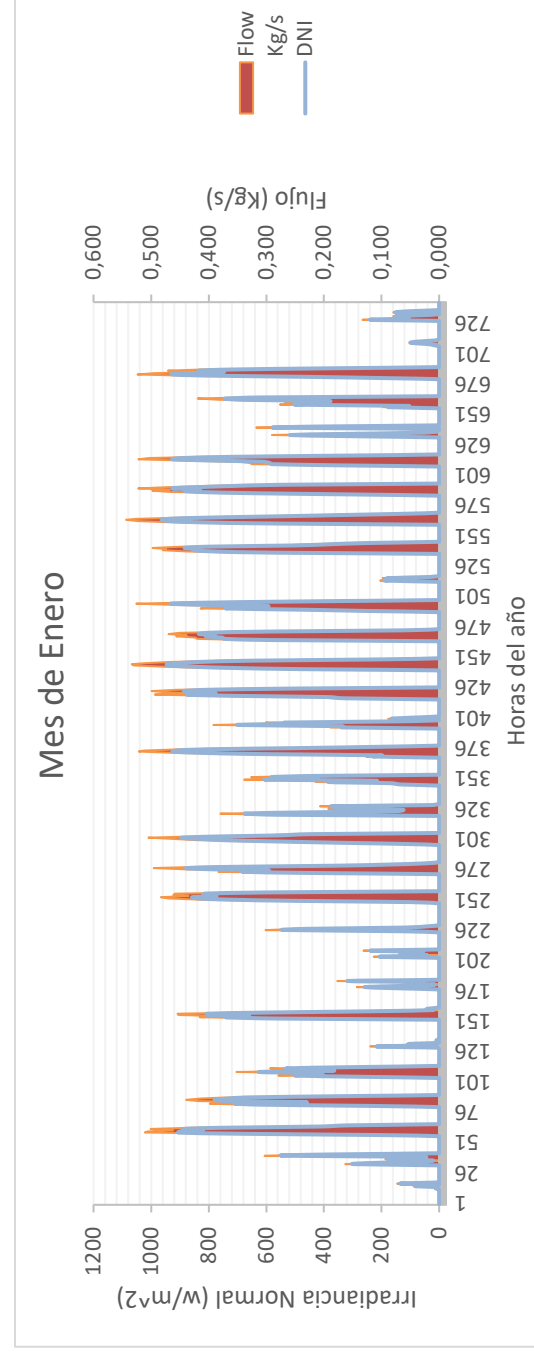


Ilustración 31 Caudal de vapor en el mes de enero

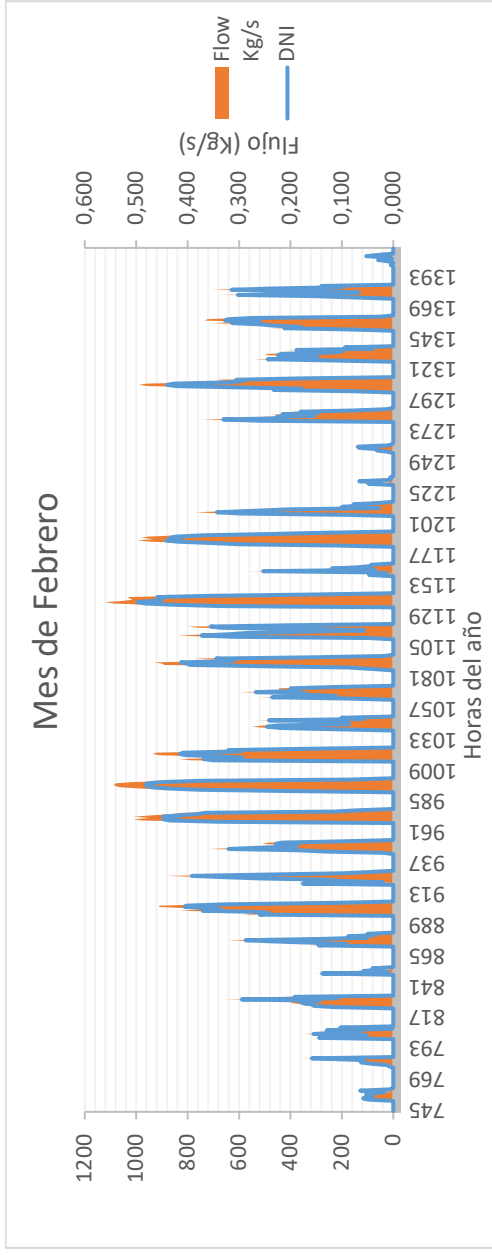


Ilustración 32 Caudal de vapor en el mes de febrero

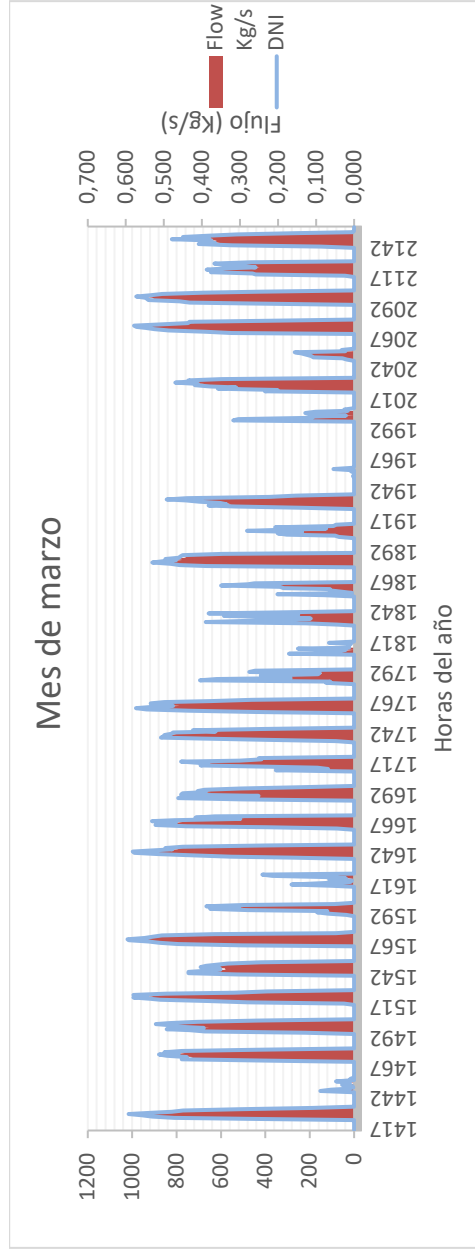


Ilustración 33 Caudal de vapor en el mes de marzo

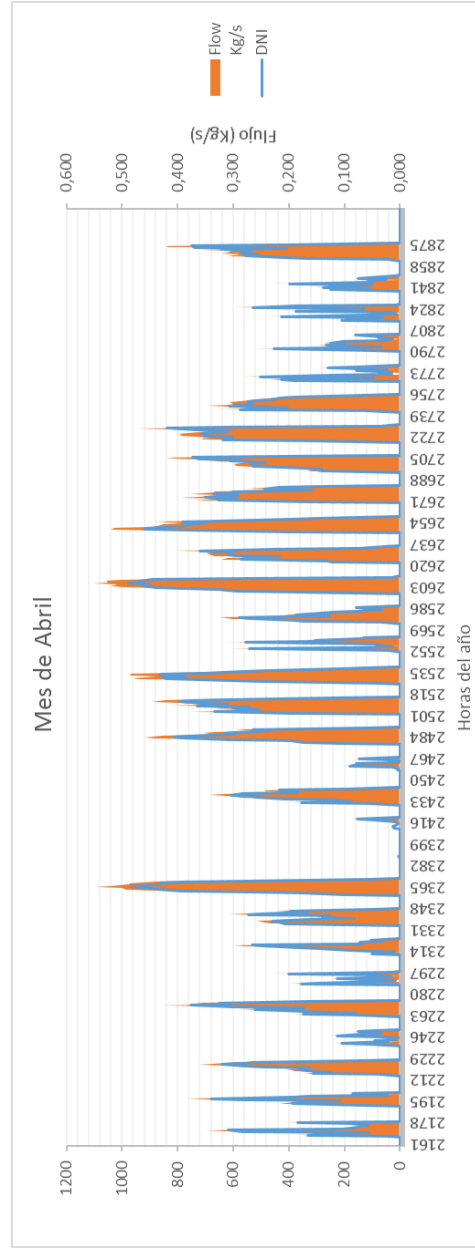


Ilustración 34 Caudal de vapor en el mes de abril

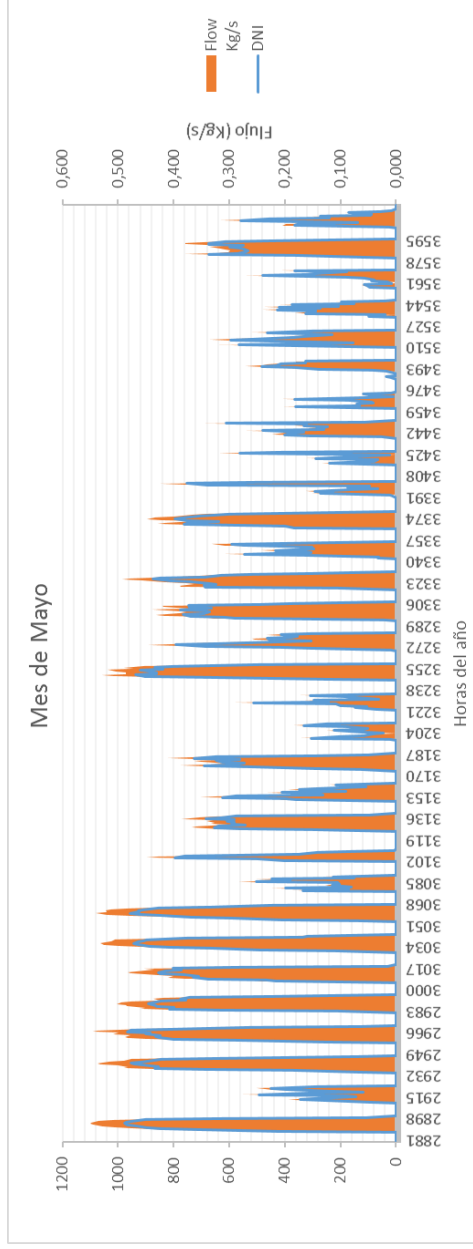


Ilustración 35 Caudal de vapor en el mes de mayo

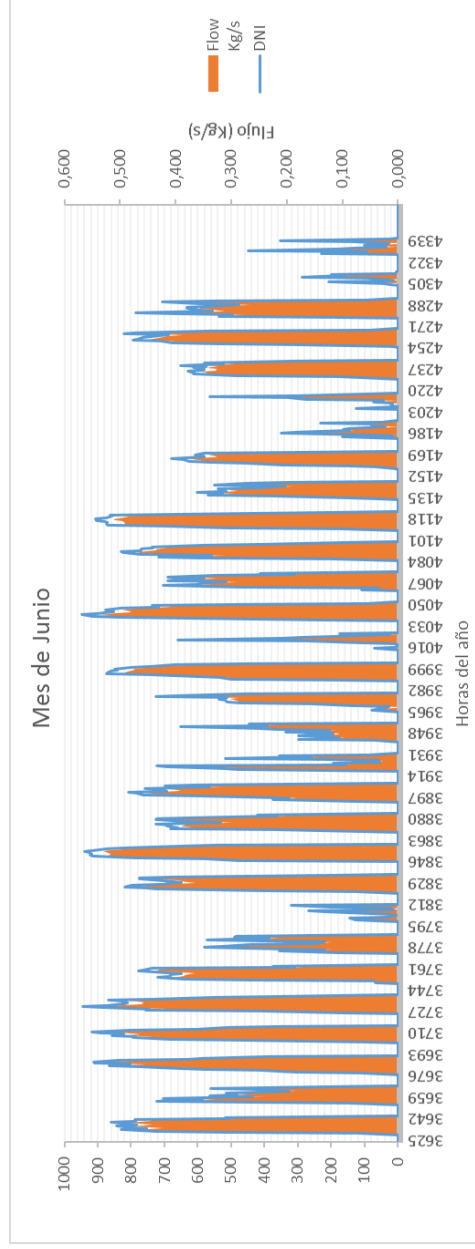


Ilustración 36 Caudal de vapor en el mes de junio

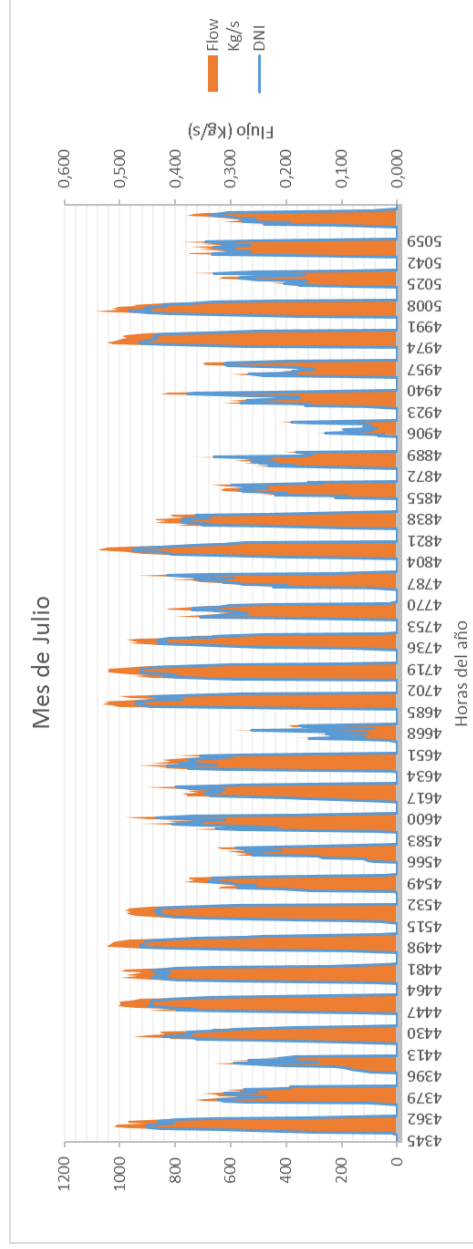


Ilustración 37 Caudal de vapor en el mes de julio

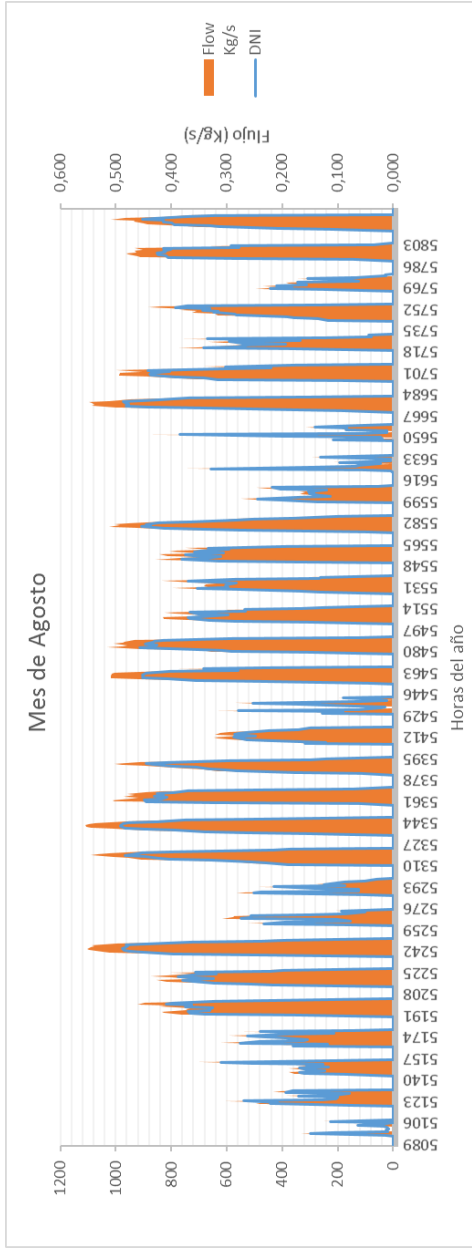


Ilustración 38 Caudal de vapor en el mes de agosto

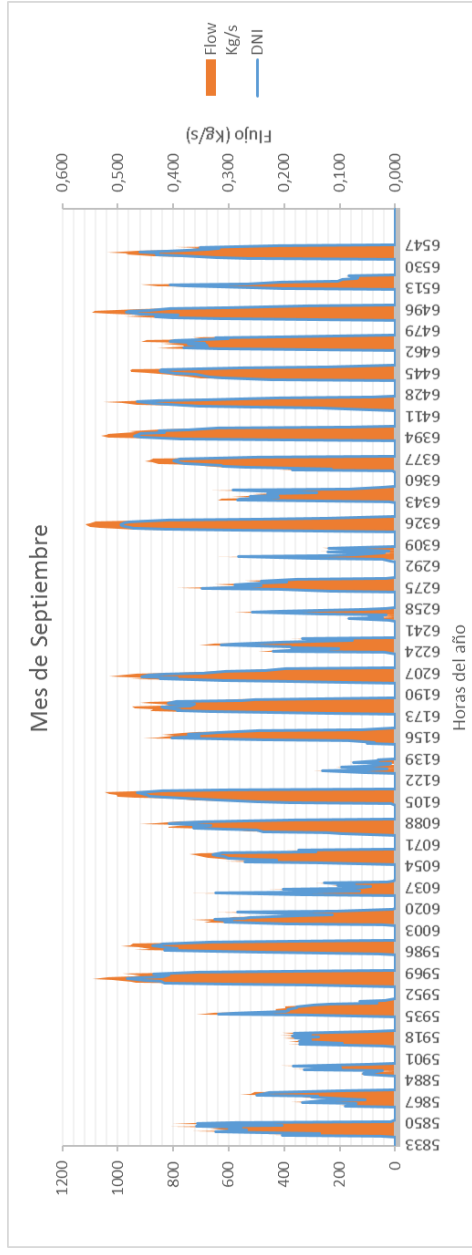


Ilustración 39 Caudal de vapor en el mes de septiembre

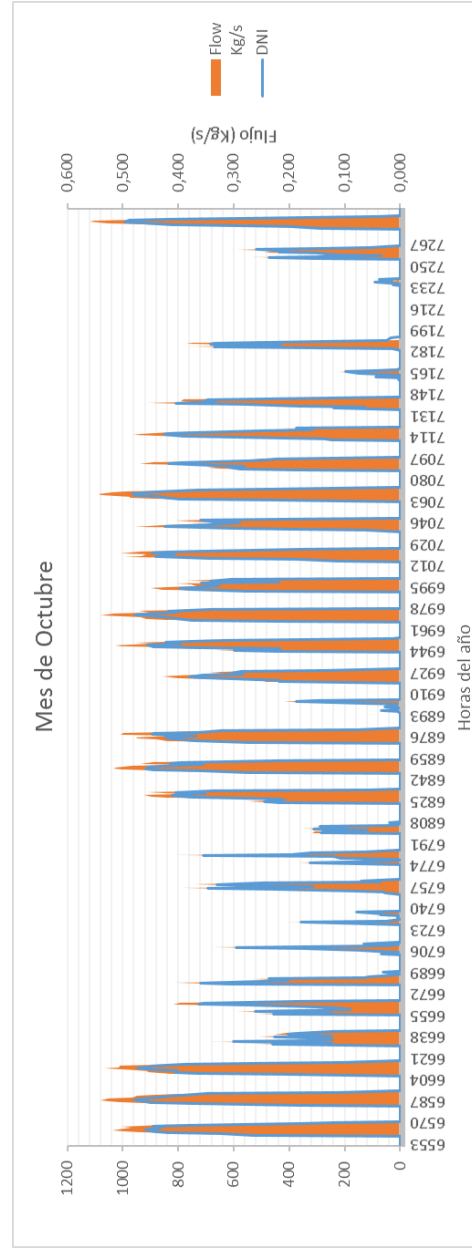


Ilustración 40 Caudal de vapor en el mes de octubre

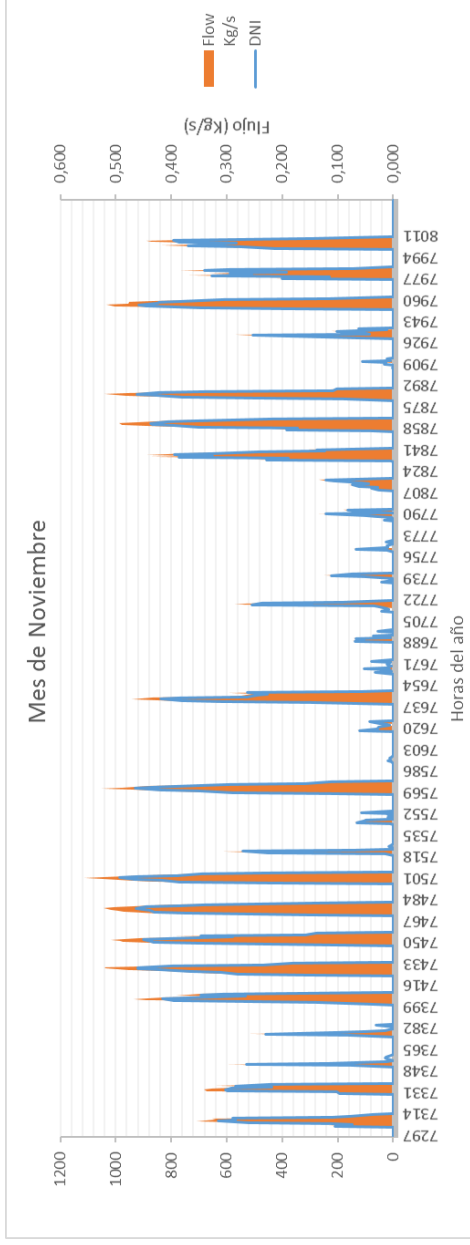


Ilustración 41 Caudal de vapor en el mes de noviembre

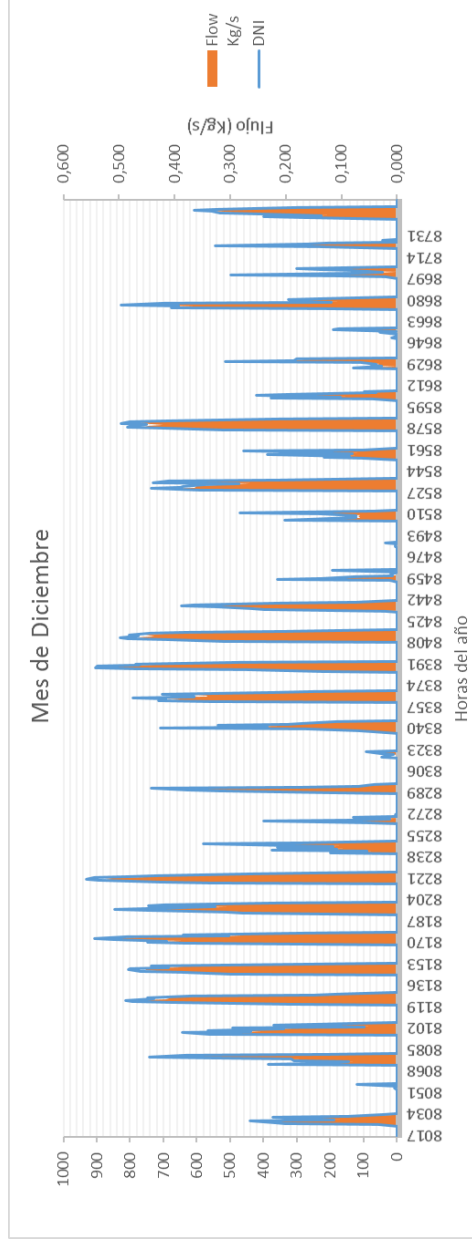


Ilustración 42 Caudal de vapor en el mes de diciembre

Conocido el caudal de vapor que se obtendría para cada mes del año, se puede realizar un análisis más y estimar cuál sería la producción de vapor mensual. La estimación se ha llevado a cabo calculando el área debajo de la curva como si se tratase de rectángulos, base por altura. De esta forma como se tienen periodos de una hora solo ha hecho falta pasar el caudal a kg/h y sumar todos los días del mes.

Ha continuación se adjunta la gráfica con la producción estimada de vapor mensual.

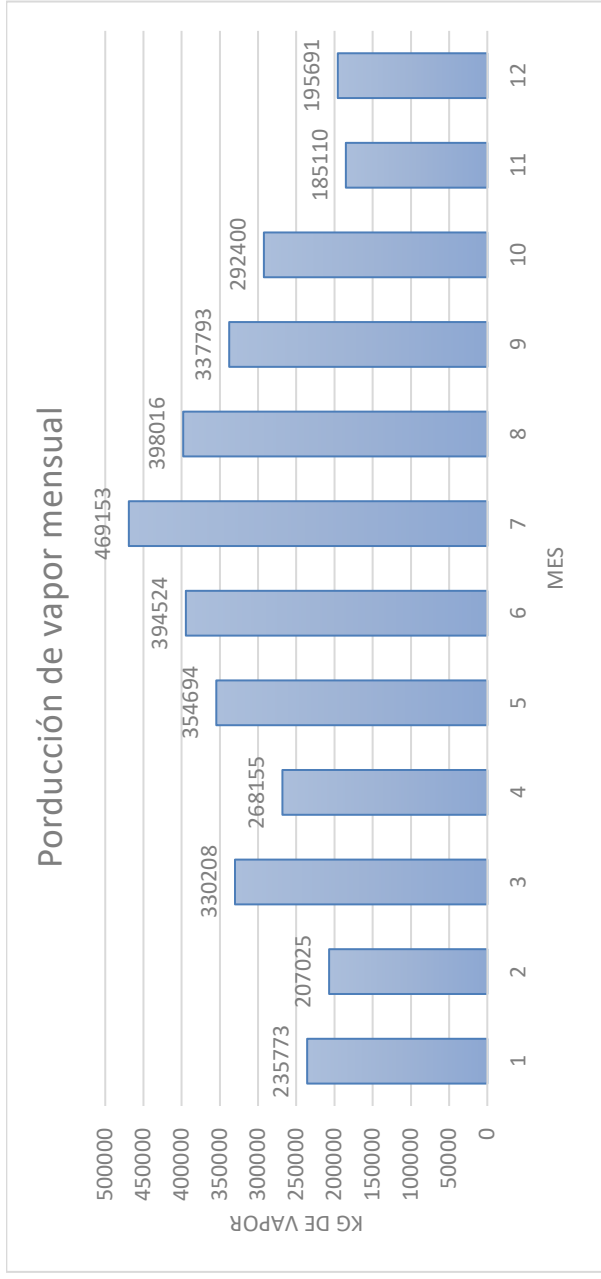


Ilustración 43 Estimación de la producción de vapor en el año

5. CONCLUSIÓN

El objetivo de este proyecto ha sido la obtención de un modelo aproximado para el estudio de la producción de vapor empleando un sistema de concentración solar cilindro parabólico.

Las plantas termosolares dotan ya de una gran madurez en cuanto a lo que se refiere a la producción de energía eléctrica mediante un ciclo de potencia. Aún a día de hoy desempeña un papel importante dentro del mix energético de renovables, pero este hecho puede verse truncado debido a la curva de aprendizaje que ha tenido la energía fotovoltaica. Si algo destaca a la energía Termosolar es su gestionabilidad, aunque con el incesante desarrollo por la búsqueda de un almacenamiento eficiente de la energía eléctrica, la energía fotovoltaica pueda equilibrarse con la energía Termosolar.

Es por ello que este proyecto que se ha realizado, no solo se puede destacar por el modelizado de la obtención de vapor directo sino también como ejemplo de la posibilidad de utilización de la Termosolar en otro ámbito que no sea el de generación eléctrica, demostrando otras posibles vías de utilización.

Dentro de la tecnología de concentradores solares, la Torre Termosolar carece de viabilidad para el acoplamiento en la industria, dado la gran necesidad de espacio y que la demanda térmica de un proceso industrial no requiere de una gran capacidad térmica. Es por ello que son la tecnología fresnel y cilindro parabólico las candidatas a la utilización en la industria.

Una primera conclusión que se puede obtener, tras contemplar las simulaciones del modelo, es una buena implementación del cilindro parabólico con el fin de cubrir la demanda térmica. La diferenciación del fresnel frente al cilindro parabólico es el menor coste. Pero, por ende, el fresnel tiene un menor rendimiento, lo que hace que la tecnología del cilindro parabólico sea una mejor candidata. Ya que las industrias normalmente tienen una limitación de espacio, en las nuevas construcciones se podrían contemplar la utilización de la tecnología Termosolar y realizar el dimensionamiento del espacio teniendo en cuenta el área que ocupa esta tecnología. Pero en aquellas ya en funcionamiento que se quisiera implementar esta tecnología, el cilindro parabólico sería más versátil frente al fresnel.

La mayor complejidad del proyecto se ha centrado en la modelización del proceso de ebullición del agua sobre un tubo horizontal. Son varias las etapas que se dan durante la ebullición del agua hasta la obtención del vapor. En todos los casos siempre es un cambio progresivo del agua líquida hasta la obtención del vapor, aumentando la fase vapor y disminuyendo al líquida conforme la ebullición avanza.

La gran adversidad es que ese cambio progresivo no es el mismo según las condiciones, primeramente, no es lo mismo si la ebullición se da en un tubo vertical u horizontal y luego el sol a lo largo del año no tiene un comportamiento similar, por lo que la ebullición no se realizara de la misma forma durante dos días sucesivos.

Ante estas dificultades añadiendo la ausencia de correlaciones para la mayoría de los regímenes se implementó un modelo estático mediante el programa EES que permite la simulación para unas condiciones concretas, siendo imposible un análisis dinámico.

Hay que tener en cuenta también que el modelo está limitado solo a dos regímenes de ebullición, ebullición nucleada y en película. Dichos regímenes siempre se dan en la ebullición del agua y componen el inicio y el final de la ebullición siendo la transición de uno otro donde se producirían el resto de etapas, las cuales dependen de las condiciones en la que se dé la ebullición de que aparezcan o no.

Es por ello, que la primera necesidad a ejecutar sería reproducir las condiciones del caso base en un banco de ensayos y observar cuanto difieren los datos de simulación respecto a la realidad. Con el fin de comprobar si la simplificación de la ebullición se puede dar por válida.

Con el objetivo del estudio del modelo, se llevó a cabo un análisis de sensibilidad. El fin ha sido obtener cuales son los parámetros de diseño que más afectan al comportamiento del modelo para dedicar mayor atención cuando se pueda realizar una posible ejecución real en algún sector industrial.

Un primer hecho a destacar es la variación de presión de entrada del fluido. Se optó por tomar 20 bares como la presión de diseño, a diferencia de los ciclos de potencia en los que se requiere altas presiones, el sector industrial que se ha previsto la utilización del cilindro parabólico, mayor mente alimentario y de pulpa, no requiere un vapor a una alta presión, sino media-baja.

Con las simulaciones realizadas, suponiendo que no hay pérdidas de presión, se obtuvo el perfil de temperaturas para el caso la presión variase un rango de ± 5 bar. Esta variación de presión no afecta el nivel energético obtenido, la temperatura de saturación se ve poco afectada al ser la variación de presión poca y la temperatura a la salida de vapor es prácticamente igual. Por lo que en la operación si la presión de trabajo no sufre una alta variación, las condiciones a la salida del captador se verán poco afectadas.

Un factor muy importante en el dimensionado de la instalación debe ser la longitud. Se ha comprobado como sin alterar el caudal una variación del 20% sobre la longitud de diseño afecta importantemente a la obtención de vapor, siendo incluso posible que no se llegue a obtener vapor saturado, sino una mezcla bifásica. Por lo que el nivel energético para el proceso industrial pudiera ser que no se alcanzase. Se debe resaltar la importancia de este parámetro, ya que sin un adecuado dimensionamiento no se obtendría el vapor y al ser un parámetro fijo una corrección sobre este supondría realizar un nuevo proyecto.

Aun así, como se ha podido comprobar con las simulaciones, en el caso de que dado las condiciones ambientales un fueran las idóneas y la longitud proyectada se quedase corta, reduciendo el caudal se puede llegar a conseguir vapor sobrecalentado. Sin embargo, aunque la tendencia de la temperatura respecto a la reducción de caudal sea exponencial, el nivel energético disminuye ya que la masa de fluido es menor. Por lo que una posible recomendación sería dimensionar la longitud con un cierto margen de seguridad o el caudal, de forma que ante una variación de las condiciones exteriores se pudiera seguir cubriendo el nivel energético solicitado.

Por otro lado, la obtención de la dependencia del rendimiento respecto a la Irradiancia muestra que existe un punto en el que las pérdidas se equilibran a las ganancias y se tiende a una eficiencia del 70%. Es más, un aumento en a la irradiancia posiblemente produzca la disminución de la eficiencia, ya que las ganancias respecto a las pérdidas aumentan debido a que el modelo se encuentra cercano a un punto de saturación, por lo que hace que no se aproveche la energía disponible aumentándose así las pérdidas.

Contrastando los datos de la simulación, se ha obtenido que el parámetro del diámetro exterior, es decir el del cristal, no es limitante para el comportamiento del modelo. Se llevaron a cabo diversas simulaciones en las que el diámetro aumentada y disminuía de forma que la cámara interior se veía alterada. Se puede concluir que una alteración de esta, debido a la variación del diámetro exterior apenas afecta a la transmisión de calor al fluido interior. Se quiso estudiar un caso extremo en el que se aumentaba el diámetro un 140% respecto al caso base, y solo se disminuyó la temperatura exterior unos grados kelvin. Es por ello mientras que la cámara interna aisló al tubo metálico de una convección con el exterior un aumento o disminución de este apenas añade cualquier fenómeno significativo al comportamiento del modelo.

Por otro lado, se ha podido observar que el diámetro interior si que es un parámetro muy limitante en el comportamiento en la simulación. Una disminución de un 7% respecto al diámetro del caso base, hace disminuir la temperatura del vapor obtenido en 100 grados Kelvin. Si la disminución es aún mayor produce que la superficie de transferencia haya disminuido demasiado por lo que a la salida no se obtenga vapor sobrecalentado, sino una mezcla bifásica de agua líquida y vapor.

Por el contrario, el aumento del diámetro hace aumentar la temperatura de a la salida del vapor, debido al aumento del área activa de transferencia. En el caso del aumento del área de transferencia, cabe resaltar la posibilidad de aumento del caudal. De esta forma, aunque la temperatura a la salida bajase se obtiene una mayor masa energizada, un mejor aprovechamiento. Ya que siempre el intercambio latente del agua es mucho mayor que el que se produce en el enfriamiento del vapor sobrecalentado, y en tal caso se dispondría de mayor masa de vapor.

Por último, hemos podido comprobar como es necesario un buen mantenimiento del cilindro parabólico. En las últimas simulaciones llevadas a cabo se comprobó como una rotura en el cristal pudiera afectar al modelo, y como era de esperar el resultado fue bastante desfavorable.

Según dónde se produjera la rotura, el efecto sería más negativo. Una rotura en el primer módulo supone un retraso en la ebullición del agua y la obtención de un vapor a una temperatura poco mayor de la temperatura de saturación. Si la rotura se produjese en el segundo o tercer módulo limita la ebullición, sin obtener siquiera vapor saturado. Dentro de estas dos localizaciones la rotura del segundo colector tiene una consecuencia más grave por el hecho de conseguir una mezcla bifásica con un título de vapor más bajo que si la rotura se produjese en el tercero y último colector.

El modelo utilizado es una simplificación que da un comportamiento aproximado a la realidad. Una mejora de este sería tener en cuenta la pérdida de presión que tiene lugar durante la ebullición. Esta consideración dificultaría en gran medida el trabajo de simulación ya que las correlaciones utilizadas dependen de las propiedades del fluido, y estas variarían en cada sección debido a la dependencia con la presión.

Una posible ampliación del trabajo realizado sería la obtención de un modelo realizado con el programa Trnsys escrito en lenguaje Fortran, permitiendo realizar un estudio dinámico al tener la posibilidad de realizar simulaciones en un espacio de tiempo deseado.

ANEXO

A) Programa principal:

```

Procedure Rotura(T1;T2;D;P: h) {1 GLASS and 2 ABS}

T=(T1+T2)/2
alpha=ThermalDiffusivity(Air_ha,T=T;P=P)
betha=(1/T) {Aproximacion a un gas ideal}
mu=Viscosity(Air_ha,T=T;P=P)
Ra_D=(g#*betha*(T2-T1)*D*(3))/(alpha*mu)
k=Conductivity(Air_ha,T=T;P=P)
Pr=mu/alpha
Nus_D=(0,6+(0,38*Ra_D^(1/6)))/(1+(0,559/Pr)^(9/16))^(8/27))^(2)
h=Nus_D*k/D

End

Procedure coeficiente(x,mw;T2;T1;P1;Twall;Entalpy:h;hfb;hr)

Dglass=0,125
Dabsorver=0,07 [m]
emi_ab=0,095

IF(T2=t_sat(Water;P=P1)) Then Goto 2: {Condición para Agua liquida}
IF(T1>t_sat(Water;P=P1)) Then Goto 5: {Condición para vapor}
IF(Entalpy=enthalpy(Steam;x=1;P=P1)) Then Goto 4: {Condición para film boiling}
IF(Entalpy=enthalpy(Water;x=0;P=P1)) Then Goto 3: {Condición para nucleate boiling}

2: {Agua Liquida}

mu_1=viscosity(Water;T=T1;P=P1)

Call pipeflow('water';T1;P1;mw;Dabsorver;x;0 ; ; ; ; ;Refluid)

h=0,023*Refluid^(0,8)*prandtl(Water;T=T1;P=P1)^(0,4)*conductivity(Water;T=T1;P=P1)/Dabsorver

hfb=0
hr=0

Goto 1

3: {Nucleate Boiling, correlacion de Bromley}

kfluid_2=conductivity(Water;x=0;P=P1)
cp_2=cp(Water;x=0;P=P1)
rho_w=density(Water;x=0;P=P1)
rho_v=density(Steam;x=1;P=P1)
Te=Twall-T1
Psat_Twall=p_sat(Water;T=Twall)*10^(5)
Psat_p_sat(Water;T=T1)*10^(5)
DELTA_TAP=Psat_Twall-Psat
sig=surfacetension(Water;T=T1)
Latent_1=enthalpy_vaporization(Water;T=T1)

```

```

h=0,00122*A/B
htb=0
hr=0
Goto 1

4: {Coeficiente Film Boiling, correlacion de Broley}
T_media=(Twall+T1)/2
kv=conductivity(Steam;T=T_media;P=P1)
rho_l=density(Water;x=0;P=P1)
rho_va=density(Steam;T=T_media;P=P1)
Latent_3=enthalpy_vaporization(Steam;T=T_media)
cp3=cp(Steam;T=T_media;P=P1)
mu_2=viscosity(Steam;T=T_media;P=P1)
K=kv/Dabsorver
L=g#rho_va*(rho_l-rho_va)
M=Dabsorver^3)
N=Latent_3+0,76*cp3*(Twall-T1)
O=kv*mu_2*(Twall-T1)
htb=0,62*K*((L*M*N)/O)^(0,25)
hr=eml_ab*sigma*(Twall^4-T2^4)/(Twall-T1)
h=0
Goto 1

5: {Coeficiente vapor}
mu_4=viscosity(Steam;T=T1;P=P1)
Call pipeline(water;T1;P1;mw;Dabsorver; x; 0 : : : : ; Refluid4)
h=0,023*Refluid4^(0,8)*prandt(Water;T=T1;P=P1)^(0,4)*conductivity(Water;T=T1;P=P1)/Dabsorver
htb=0
hr=0
Goto 1

1: {Fln}
End

Procedure longitud(long;x_1;x_2;x_3;E1;E2;E3;E4;x_4)
E1=0
E2=0
E3=0
E4=0

```

```

IF(x_1+x_2+x_3<long) Then Goto 2:
1:
Er4=1
x_4=1
Goto 3
2:
x_4=long-(x_1+x_2+x_3)
Goto 3
3:
End

{Datos del colector: Schott PTR 70}
length=98*3[m]
r_c=40 {relación de concentración}
Dabsorver=0,07 [m]
abs_ab=0,96
emi_ab=0,095
Dglass=0,125 [m]
trans_g=0,97
emi_g=0,09
abs_g=0,03
Presidualgas=0,00001 [bar]
Theta=0
IAM=1-2,23073*10^(-4)*Theta-1,1*10^(-4)*Theta^(2)+3,18596*10^(-6)*Theta^(3)-4,85509*10^(-8)*Theta^(4)
rend_opt=IAM*0,765

{Inputs}
{Ambiente}
Ta=20+273[K]
Pa=101,3[kPa]
tdp=62
u_inf=5[m/s]
DNI=875[W/m^2]

{Agua}
mw=0,5[kg/s]
Pin=20[bar]
Tin=30+273[K]

Tsky=epsky^(0,25)*(Ta-273)+273
epsky=0,711+0,56*(tdp/100)+0,73*(tdp/100)^2

F_abg=1
{*****Agua Liquido*****}

{Balance energético}
Qcv_ab[1]+Qrd_ab[1]+Qsol[1]=Qcv_cr[1]+Qrd_cr[1]
Qcv_ab[1]+Qrd_ab[1]+Qcv_fluid[1]=Qabs[1]
Qcv_fluid[1]=mw*(hout[1]-hin[1])

```

```

Qsol[1]=DNI*pi*Dglass*x[1]*r_c*abs_g*rend_opt
Qabs[1]=DNI*pi*Dabsorver*x[1]*r_c*abs_ab*trans_g*rend_opt
{Interior}
Qcv_fluid[1]=hfluid[1]*pi*Dabsorver*x[1]*(Tab[1]-Tfluid[1]) {Fluido interno}
{Absorbedor al cristal}
Qrd_ab[1]=(sigma#*(Tab[1]^(4)-Tg[1]^(4)))/(((1-emi_ab)/(pi*Dabsorver*x[1]*emi_ab))+1/(pi*Dabsorver*x[1]*F_abg))+((1-emi_g)/(pi*Dglass*x[1]*emi_g)))
Qcv_ab[1]=hcv_ab[1]*(Tab[1]-Tg[1])*pi*Dabsorver*x[1]
{Cristal exterior}
Qrd_cr[1]=(sigma#*(Tg[1]^(4)-Tsky^(4)))*(pi*Dglass*x[1]*emi_g)
Qcv_cr[1]=hc[1]*(Tg[1]-Ta)*pi*Dglass*x[1]
{condición}
Tfluid[1]=(Tin+Tout[1])/2
hin[1]=enthalpy(Water;T=Tin;P=Pin)
hout[1]=enthalpy(Water;x=0;T=Tout[1])
Tout[1]=t_sat(Water;P=Pin)
{Coeficientes de película}
Call external_flow_cylinder('air'; Ta; Tg[1]; Pa; u_inf; Dglass:hc[1];) {Convectivo del flujo externo}
Call coeficiente(x[1];mw;Tout[1];Tfluid[1];Pin;1;1:hfluid[1];;) {coeficiente interno del fluido}
{coeficiente convectivo absorbedor}
hcv_ab[1]=k[1]/((Dabsorver/2)*ln(Dglass/Dabsorver)+Beta*landa[1]*((Dabsorver/Dglass)+1))
k[1]=conductivity(Hydrogen;T=Tm[1];P=Pin)
Tm[1]=((Tab[1]+Tg[1])/2)-273
landa[1]=2.331*10^(-10)*Tm[1]/(Pin*(2.97*10^(-10))^(2))
Beta=(2-1)*(9*1,4-5)/(2*(1,4+1))
{*****Nucleate Boiling*****}
{Balance energético}
Qcv_ab[2]+Qrd_ab[2]+Qsol[2]=Qcv_cr[2]+Qrd_cr[2]
Qcv_ab[2]+Qrd_ab[2]+Qcv_fluid[2]=Qabs[2]
Qcv_fluid[2]=mw*(hout[2]-hin[2])
Qsol[2]=DNI*pi*Dglass*x[2]*r_c*abs_g*rend_opt
Qabs[2]=DNI*pi*Dabsorver*x[2]*r_c*abs_ab*trans_g*rend_opt
{Interior}
Qcv_fluid[2]=hfluid[2]*pi*Dabsorver*x[2]*(Tab[2]-Tfluid[2]) {Fluido interno}
{Absorbedor al cristal}

```

```

Qrd_ab[2]=(sigma#*(Tab[2]^(4)-Tg[2]^(4)))/(((1-
emi_ab)/(pi*Dabsorver*x[2]*emi_ab))+1/(pi*Dabsorver*x[2]*F_abg))+((1-emi_g)/(pi*Dglass*x[2]*emi_g)))
Qcv_ab[2]=hcv_ab[2]*(Tab[2]-Tg[2])*pi*Dabsorver*x[2]
{Cristal exterior}
Qrd_cr[2]=(sigma#*(Tg[2]^(4)-Tsky^(4)))*(pi*Dglass*x[2]*emi_g)
Qcv_cr[2]=hc[2]*(Tg[2]-Ta)*pi*Dglass*x[2]
{condición}
Tout[2]=Tout[1]
Tfluid[2]=(Tout[2]+Tout[1])/2
hin[2]=enthalpy(Water;x=0;T=Tout[1])
hl=enthalpy(Water;x=0;P=Pin)
hv=enthalpy(Steam;x=1;P=Pin)
{Condición:flujo de calor crítico}
Latent_2=enthalpy_vaporization(Water;T=Tout[2])
mu_v=viscosity(Steam;x=1;P=Pin)
sigma2=surfatension(Water;T=Tout[2])
rho_w=density(Water;x=0;P=Pin)
rho_v=density(Steam;x=1;P=Pin)
mu=viscosity(Water;x=0;P=Pin)
G=mw
C=G*Dabsorver/mu
D=mu^(2)/(sigma2*Dabsorver*rho_w)
E=((rho_w-rho_v)*9,81*Dabsorver^2)/sigma2
F=mu/mu_v
alpha=C*F^(6,41)/(D^(1,58)*E^(1,05))
H=x[2]/Dabsorver
l=(rho_w-rho_v)/rho_v
J=(1+hl/Latent_2)
q_crit=575*I^(1,27)*J^(1,64)/(H^(0,511)*alpha^(0,34))*Latent_2*G
Qcv_fluid[2]=q_crit*pi*Dabsorver*x[2]
{Qcv_fluid[2]=mw*(hv-hl)/4} {Inicialización se necesita aporzimar Qcv con esta ecuación y dejar qcrit sin
ocultar para poder iniciarlo a partir de ese valor}
{Coeficientes de película}
Call external_flow_cylinder('air'; Ta; Tg[2]; Pa; u_inf; Dglass: hc[2];) {Convectivo del flujo externo}
Call coeficiente(0;mw;Tsky;Tout[1];Pin;Tab[2];hout[1];hfluid[2];;) {correlación de Bromley}
{coeficiente convectivo absorbedor}
hcv_ab[2]=k[2]/((Dabsorver/2)*ln(Dglass/Dabsorver)+Beta*landa[2]*((Dabsorver/Dglass)+1))
k[2]=conductivity(Hydrogen;T=Tm[2];P=Pin)
Tm[2]=((Tab[2]+Tg[2])/2)-273
landa[2]=2,331*10^(-10)*Tm[2]/(Pin*(2,97*10^(-10)))^(2)
{*****Film Boiling*****}

```

{Balance energético}

$Q_{cv_ab[3]} + Q_{rd_ab[3]} + Q_{sol[3]} = Q_{cv_cr[3]} + Q_{rd_cr[3]}$

$Q_{cv_ab[3]} + Q_{rd_ab[3]} + Q_{cv_fluid[3]} = Q_{abs[3]}$

$Q_{cv_fluid[3]} = m_w * (h_{out[3]} - h_{in[3]})$

$Q_{sol[3]} = DNI * \pi * D_{glass} * x[3]^2 * r_c * abs_g * rend_opt$

$Q_{abs[3]} = DNI * \pi * D_{absorver} * x[3]^2 * r_c * abs_ab * trans_g * rend_opt$

{Interior}

$Q_{cv_fluid[3]} = h_{fluid[3]} * \pi * D_{absorver} * x[3]^2 * (T_{ab[3]} - T_{fluid[3]})$ {Fluido interno}

{Absorbedor al cristal}

$Q_{rd_ab[3]} = (\sigma * \pi * (T_{ab[3]}^4 - T_g[3]^4) - T_g[3]^4) / (((1 - \epsilon_{mi_ab}) / (\pi * D_{absorver} * x[3]^2 * \epsilon_{mi_ab})) + (1 / (\pi * D_{absorver} * x[3]^2 * F_{abg})) + ((1 - \epsilon_{mi_g}) / (\pi * D_{glass} * x[3]^2 * \epsilon_{mi_g})))$

$Q_{cv_ab[3]} = h_{cv_ab[3]} * (T_{ab[3]} - T_g[3]) * \pi * D_{absorver} * x[3]^2$

{Cristal exterior}

$Q_{rd_cr[3]} = (\sigma * \pi * (T_g[3]^4 - T_{sky}^4) - T_{sky}^4) * (\pi * D_{glass} * x[3]^2 * \epsilon_{mi_g})$

$Q_{cv_cr[3]} = h_{c[3]} * (T_g[3] - T_a) * \pi * D_{glass} * x[3]^2$

{condición}

$T_{fluid[3]} = T_{out[1]}$

$h_{in[3]} = h_{out[2]}$

$h_{out[3]} = \text{enthalpy}(\text{Steam}, T = T_{out[1]}, x = 1)$

$T_{out[3]} = T_{out[1]}$

{Coeficientes de película}

Call external_flow_cylinder('air', Ta, Tg[3]; Pa, u_inf, Dglass: hc[3];) {Convectivo del flujo externo}

Call coeficiente(0; mw; Tsky; Tout[1]; Pin; Tab[3]; hout[3]; hfb; hr) {correlación de Broley}

$h_{fluid[3]}^{1/4/3} = h_{fb}^{1/4/3} + h_r * h_{fluid[3]}^{1/3}$

{coeficiente convectivo absorbedor}

$h_{cv_ab[3]} = k[3] / ((D_{absorver}/2) * \ln(D_{glass}/D_{absorver}) + \text{Beta} * \text{landa}[3] * ((D_{absorver}/D_{glass}) + 1))$

$k[3] = \text{conductivity}(\text{Hydrogen}, T = T_m[3], P = P_{in})$

$T_m[3] = (T_{ab[3]} + T_g[3]) / 2$

$\text{landa}[3] = 2,331 * 10^{(-10)} * T_m[3] / (P_{in} * (2,97 * 10^{(-10)}))^{(2)}$

{*****Vapor sobrecalentado*****}

{Balance energético}

$Q_{cv_ab[4]} + Q_{rd_ab[4]} + Q_{sol[4]} = Q_{cv_cr[4]} + Q_{rd_cr[4]}$

$Q_{cv_ab[4]} + Q_{rd_ab[4]} + Q_{cv_fluid[4]} = Q_{abs[4]}$

```

Qcv_fluid[4]=mw*(hout[4]-hin[4])
Qsol[4]=DNI*pi*Dglass*x[4]*r_c*abs_g*rend_opt
Qabs[4]=DNI*pi*Dabsorver*x[4]*r_c*abs_ab*trans_g*rend_opt
{Interior}
Qcv_fluid[4]=hfluid[4]*pi*Dabsorver*x[4]*(Tab[4]-Tfluid[4]) {Fluido interno}
{Absorbedor al cristal}
Qrd_ab[4]=(sigma#*(Tab[4]^(4)-Tg[4]^(4)))/(((1-emi_ab)/(pi*Dabsorver*x[4]*emi_ab))+1/(pi*Dabsorver*x[4]*F_abg))+((1-emi_g)/(pi*Dglass*x[4]*emi_g)))
Qcv_ab[4]=hcv_ab[4]*(Tab[4]-Tg[4])*pi*Dabsorver*x[4]
{Cristal exterior}
Qrd_cr[4]=(sigma#*(Tg[4]^(4)-Tsky^(4)))*(pi*Dglass*x[4]*emi_g)
Qcv_cr[4]=hc[4]*(Tg[4]-Ta)*pi*Dglass*x[4]
{condición}
Tfluid[4]=(Tout[4]+Tout[1])/2
hin[4]=enthalpy(Steam;P=Pin;x=1)
hout[4]=enthalpy(Steam;T=Tout[4];P=Pin)
{Coeficientes de película}
{Coeficientes de película}
Call external_flow_cylinder('air'; Ta; Tg[4]; Pa; u_inf; Dglass: hc[4]; {Convectivo del flujo externo}
Call coeficiente(x[4];mw;Tsky;Tfluid[4];Pin;1;1:hfluid[4]; ; )
{coeficiente convectivo absorbedor}
hcv_ab[4]=k[4]/((Dabsorver/2)*ln(Dglass/Dabsorver)+Beta*landa[4]*(Dabsorver/Dglass)+1))
k[4]=conductivity(Hydrogen;T=Tm[4];P=Pin)
Tm[4]=(Tab[4]+Tg[4])/2
landa[4]=2.331*10^(-10)*Tm[4]/(Pin*(2.97*10^(-10)))^(2))
{condición longitud}
Call longitud(length;x[1];x[2];x[3];Error[1];Error[2];Error[3];Error[4];x[4])
Qut=DNI*pi*Dglass*length*r_c
rendimiento=((Qcv_fluid[1]+Qcv_fluid[2]+Qcv_fluid[3]+Qcv_fluid[4])/Qut)*100

B) Subprograma Agua Líquida:
{Datos del colector: Schott PTR 70}
length=21 [m]
r_c=40 {relación de concentración}
Dabsorver=0,07 [m]
abs_ab=0,96

```

```

emi_ab=0,095
Dglass=0,125 [m]
trans_g=0,97
emi_g=0,09
abs_g=0,03
Presidualgas=0,00001 [bar]
Theta=0
IAM=1-2,23073*10^(-4)*Theta-1,1*10^(-4)*Theta^(2)+3,18596*10^(-6)*Theta^(3)-4,85509*10^(-
8)*Theta^(4)
rend_opt=IAM*0,765

{Inputs}
  {Ambiente}
  Ta=20+273[K]
  Pa=101,3[kPa]
  tdp=62
  u_inf=5[m/s]
  DNI=875[W/m^2]

  {Agua}
  mw=0,5[kg/s]
  Pin=15[bar]
  Tin=30+273[K]

  Tsky=epsky^(0,25)*(Ta-273)+273
  epsky=0,711+0,56*(tdp/100)+0,73*(tdp/100)^2)

  F_abg=1
  {*****Agua Liquido*****}

  {Balance energético}

  Qcv_ab[1]+Qrd_ab[1]+Qsol[1]=Qcv_cr[1]+Qrd_cr[1]
  Qcv_ab[1]+Qrd_ab[1]+Qcv_fluid[1]=Qabs[1]
  Qcv_fluid[1]=mw*(hout[1]-hin[1])
  Qsol[1]=DNI*pi*Dglass*x[1]*r_c*abs_g*rend_opt
  Qabs[1]=DNI*pi*Dabsorver*x[1]*r_c*abs_ab*trans_g*rend_opt

  {Coeficientes de pelicula}

  Call external_flow_cylinder('air'; Ta; Tg[1]; Pa; u_inf; Dglass:hc[1];) {Convectivo del flujo externo}

  mu_1=viscosity(Water;T=Tfluid[1];P=Pin)

  Call pipeflow('water';Tfluid[1];Pin;mw;Dabsorver; x[1]; 0 ; ; ; ; ; Refluid)

  hfluid[1]=0,023*Refluid^(0,8)*prandt(Water;T=Tfluid[1];P=Pin)^(0,4)*conductivity(Water;T=Tfluid[1];P=Pin
)/Dabsorver {coeficiente interno del fluido}

  {coeficiente convectivo absorbedor}

  hcv_ab[1]=k[1]/((Dabsorver/2)*ln(Dglass/Dabsorver)+Beta*landa[1]*((Dabsorver/Dglass)+1))
  k[1]=conductivity(Hydrogen;T=Tm[1];P=Pin)
  Tm[1]=((Tab[1]+Tg[1])/2)-273
  landa[1]=2,331*10^(-10)*Tm[1]/(Pin*(2,97*10^(-10))^2))
  Beta=(2-1)*(9*1,4-5)/(2*(1,4+1))

```



```

{Interior}
Qcv_fluid[1]=hfluid[1]*pi*Dabsorver*x[1]*(Tab[1]-Tfluid[1]) {Fluido interno}
{Absorbedor al cristal}
Qrd_ab[1]=(sigma#*(Tab[1]^(4)-Tg[1]^(4)))/(((1-emi_ab)/(pi*Dabsorver*x[1]*emi_ab))+1/(pi*Dabsorver*x[1]*F_abg))+((1-emi_g)/(pi*Dglass*x[1]*emi_g)))
Qcv_ab[1]=hcv_ab[1]*(Tab[1]-Tg[1])*pi*Dabsorver*x[1]
{Cristal exterior}
Qrd_cr[1]=(sigma#*(Tg[1]^(4)-Tsky^(4)))*(pi*Dglass*x[1]*emi_g)
Qcv_cr[1]=hc[1]*(Tg[1]-Ta)*pi*Dglass*x[1]
{condición}
Tfluid[1]=(Tin+Tout[1])/2
hin[1]=enthalpy(Water;T=Tin;P=Pin)
hout[1]=enthalpy(Water;x=0;T=Tout[1])
{x[1]=length}

```

C) Subprograma Ebullición nucleada:

```

{Datos del colector: Schott PTR 70}
r_c=40 {relación de concentración}
Dabsorver=0,07 [m]
abs_ab=0,96
emi_ab=0,095
Dglass=0,125 [m]
trans_g=0,97
emi_g=0,09
abs_g=0,03
Presidualgas=0,00001 [bar]

{Inputs}
{Ambiente:Santa Fe}
Ta=290[K]
Pa=101,3[kPa]
tdp=62
u_inf=5[m/s]
DNI=800[W/m^2]
Theta=0
IAM=1-2,23073*10^(-4)*Theta-1,1*10^(-4)*Theta^(2)+3,18596*10^(-6)*Theta^(3)-4,85509*10^(-8)*Theta^(4)
rend_opt=IAM*0,9*0,95*0,95

{Agua}
mw=0,5[kg/s]
Pin=5[bar]
Tin=323[K]

Tsky=epsky^(0,25)*(Ta-273)+273
epsky=0,711+0,56*(tdp/100)+0,73*(tdp/100)^(2)
F_abg=1

```

```

Beta=(2-1)*(9*1,4-5)/(2*(1,4+1))
{*****Necesidad de dar actualizar valores*****}
x[1]=32,98
length=50 [m] {Se necesita dar la longitud del colector}
{*****Nucleate Boiling*****}
{Balance energético}
Qcv_ab[2]+Qrd_ab[2]+Qsol[2]=Qcv_cr[2]+Qrd_cr[2]
Qcv_ab[2]+Qrd_ab[2]+Qcv_fluid[2]=Qabs[2]
Qcv_fluid[2]=mw*(hout[2]-hin[2])
Qsol[2]=DNI*pi*Dglass*x[2]*r_c*abs_g*rend_opt
Qabs[2]=DNI*pi*Dabsorver*x[2]*r_c*abs_ab*trans_g*rend_opt
{Coeficientes de película}
Call external_flow_cylinder('air'; Ta; Tg[2]; Pa; u_inf; Dglass: hc[2];) {Convectivo del flujo externo}
{coeficiente convectivo absorbedor}
hcv_ab[2]=k[2]/((Dabsorver/2)*n(Dglass/Dabsorver)+Beta*landa[2]*((Dabsorver/Dglass)+1))
k[2]=conductivity(Hydrogen;T=Tm[2];P=Pin)
Tm[2]=((Tab[2]+Tg[2])/2)-273
landa[2]=2,331*10^(-10)*Tm[2]/(Pin*(2,97*10^(-10))^(2))
{correlacion de Bromley}
kfluid_2=conductivity(Water;x=0;P=Pin)
cp_2=cp(Water;x=0;P=Pin)
rho_w=density(Water;x=0;P=Pin)
rho_v=density(Steam;x=1;P=Pin)
Te=Tab[2]-Tout[2]
Psat_Twall=p_sat(Water;T=Tab[2])*10^(5)
Psat=p_sat(Water;T=Tout[2])*10^(5)
DELTA_T=Psat_Twall-Psat
sig=surfacetension(Water;T=Tout[2])
Latent_1=enthalpy_vaporization(Water;T=Tout[2])
mu=viscosity(Water;x=0;P=Pin)
B=(sig^(0,5))*(mu^(0,29))*(Latent_1^(0,24))*(rho_v^(0,24))
A=(kfluid_2^(0,79))*(cp_2^(0,45))*(rho_w^(0,49))*(Te^(0,24))*((DELTA_T)^(0,75))
hfluid[2]=0,00122*A/B
{Interior}
Qcv_fluid[2]=hfluid[2]*pi*Dabsorver*x[2]*(Tab[2]-Tfluid[2]) {Fluido interno}
{Absorbedor al cristal}
Qrd_ab[2]=(sigma#*(Tab[2]^4)-Tg[2]^4)/(((1-emi_ab)/(pi*Dabsorver*x[2]*emi_ab))+1/(pi*Dabsorver*x[2]*F_abg))+((1-emi_g)/(pi*Dglass*x[2]*emi_g))
Qcv_ab[2]=hcv_ab[2]*(Tab[2]-Tg[2])*pi*Dabsorver*x[2]
{Cristal exterior}
Qrd_cr[2]=(sigma#*(Tg[2]^4)-Tsky^(4))*((pi*Dglass*x[2]*emi_g)

```

```

Qcv_cr[2]=hc[2]*(Tg[2]-Ta)*pi*Dglass*x[2]
{condición}
Tout[2]=t_sat(Water,P=Pin)
Tfluid[2]=(Tout[2]+Tout[2])/2
hin[2]=enthalpy(Water;x=0;T=Tout[2])
x[2]=length-x[1]
Quality[2]=Quality(Water;T=Tout[2];h=hout[2])

```

D) Subprograma Ebullición en película:

```

{Datos del colector: Schott PTR 70}

length=235,2[m] {Se necesita dar el valor de longitud del colector}
r_c=40 {relación de concentración}
Dabsorver=0,055 [m]
abs_ab=0,96
emi_ab=0,095
Dglass=0,125 [m]
trans_g=0,97
emi_g=0,09
abs_g=0,03
Presidualgas=0,00001 [bar]

{Inputs}
{Ambiente:Santa Fe}
Ta=20+273[K]
Pa=101,3[kPa]
tdp=62
u_inf=5[m/s]
DNI=875[W/m^2]
Theta=0
IAM=1-2,23073*10^(-4)*Theta-1,1*10^(-4)*Theta^(2)+3,18596*10^(-6)*Theta^(3)-4,85509*10^(-8)*Theta^(4)
rend_opt=IAM*0,765

{Agua}
mw=0,5[kg/s]
Pin=20[bar]

Tout[3]=t_sat(Water,P=Pin)
Tsky=epsky^(0,25)*(Ta-273)+273

epsky=0,711+0,56*(tdp/100)+0,73*(tdp/100)^(2)

F_abg=1

{*****Necesario dar valor*****}
hout[2]=959251 {Entalpia de salida de Nucleate Boiling del programa tfga}
x[1]=91,01
x[2]=5,912

{*****Agua Liquido*****}

{Balance energético}

```

```

Qrd_ab[3]+Qsol[3]=Qcv_cr[3]+Qrd_cr[3]
Qrd_ab[3]+Qcv_fluid[3]=Qabs[3]
Qcv_fluid[3]=mw*(hout[3]-hin[3])
Qsol[3]=DNI*pi*Dglass*x[3]*r_c*abs_g*rend_opt
Qabs[3]=DNI*pi*Dabsorver*x[3]*r_c*abs_ab*trans_g*rend_opt
{Coeficientes de pelicula}
Call external_flow_cylinder('air'; Ta; Tg[3]; Pa; u_inf; Dglass: hc[3];) {Convectivo del flujo externo}
{correlación de Broley}
T_media=(Tab[3]+Tout[3])/2
kv=conductivity(Steam;T=T_media;P=Pin)
rho_l=density(Water;x=0;P=Pin)
rho_va=density(Steam;T=T_media;P=Pin)
Latent_3=enthalpy_vaporization(Steam;T=T_media)
cp3=cp(Steam;T=T_media;P=Pin)
mu_2=viscosity(Steam;T=T_media;P=Pin)
K=kv/Dabsorver
L=g#*rho_va*(rho_l-rho_va)
M=Dabsorver^3
N=Latent_3+0.76*cp3*(Tab[3]-Tout[3])
O=kv*mu_2*(Tab[3]-Tout[3])
hfb=0.62*K*((L*M*N)/O)^(0.25)
hr=emi_ab*sigma#*(Tab[3]^4)-Tsky^4)/(Tab[3]-Tout[3])
hfluid[3]^(4/3)=hfb^(4/3)+hr*hfluid[3]^(1/3)
{hfluid[3]=250}
{Interior}
Qcv_fluid[3]=hfluid[3]*pi*Dabsorver*x[3]*(Tab[3]-Tfluid[3]) {Fluido interno}
{Absorbedor al cristal}
Qrd_ab[3]=(sigma#*(Tab[3]^4)-Tg[3]^4)/(((1-emi_ab)/(pi*Dabsorver*x[3]*emi_ab))+1/(pi*Dabsorver*x[3]*F_abg))+((1-emi_g)/(pi*Dglass*x[3]*emi_g))
{Cristal exterior}
Qrd_cr[3]=(sigma#*(Tg[3]^4)-Tsky^4))*pi*Dglass*x[3]*emi_g)
Qcv_cr[3]=hc[3]*(Tg[3]-Ta)*pi*Dglass*x[3]
{condición}
Tfluid[3]=Tout[3]
hin[3]=hout[2]
x[3]=length-x[1]-x[2]
Quality[3]=quality(Steam;T=Tout[3];h=hout[3])

```

REFERENCIAS

- [1] S. Srichai, "FRICTION FACTORS FOR SINGLE PHASE FLOW IN SMOOTH AND ROUGH TUBES," in *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering*, Begellhouse.
- [2] "Publication: World Energy Outlook 2016 - Executive Summary - Spanish version." [Online]. Available: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/world-energy-outlook-2016---executive-summary---spanish-version.html>. [Accessed: 31-May-2017].
- [3] BP España, "BP Statistical Review of World Energy 2016 | 2016 | Notas de prensa | Prensa | BP España." [Online]. Available: http://www.bp.com/es_es/spain/prensa/notas-de-prensa/2016/bp-statistical-review-world-energy-2016.html. [Accessed: 31-May-2017].
- [4] "Plataforma Solar de Almería - Tecnología Solar de Media Concentración." [Online]. Available: <http://www.psa.es/es/areas/ussc/grupomedia/poyectos/puertollanogv.php>. [Accessed: 31-May-2017].
- [5] L. Sostenibilidad and P. Linares, "Diagnóstico y recomendaciones Diagnóstico y recomendaciones *," 2012.
- [6] Schott, "SCHOTT PTR 79 Receivers The 4th generation," 2015.
- [7] "22 . 06 Engineering of Nuclear Systems MIT Department of Nuclear Science and Engineering NOTES ON TWO - PHASE FLOW , BOILING HEAT TRANSFER , AND BOILING CRISES IN PWRs AND BWRs Jacopo Buongiorno Associate Porfessor of Nuclear Science and Engineering." 2010.
- [8] K. E. Gungor and R. H. S. Winterton, "A general correlation for flow boiling in tubes and annuli," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 29, no. 3, pp. 351–358, 1986.
- [9] Incropera, DeWitt, Bergman, and Lavine, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer - 6th Edition Incropera .pdf." 2006.
- [10] L. Maria and S. Ji, "R : ' r.," vol. 19, no. 4, pp. 2682–2684, 2011.
- [11] M. Geyer and E. Lüpfer, "EUROTROUGH - Parabolic Trough Collector Developed for Cost Efficient Solar Power Generation," *Transportation (Amsst)*, pp. 1–7, 2002.
- [12] S. Klein and F. Alvarado, "Engineering equation solver," *F-Chart Software, Box*, pp. 1–2, 2002.
- [13] E. Zarza Moya, "Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto DÍrect Solar Steam (DISS)." pp. 1–480, 2003.
- [14] S. D. Odeh, G. L. Morrison, and M. Behnia, "Thermal Analysis of Parabolic Trough Solar Collectors for Electric Power Generation," *Manuf. Eng.*, no. 1995, 1994.
- [15] E. L. Modelo, "El modelo ©," 2008.
- [16] U. De Sevilla, *Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor*, vol. 3. 2013.
- [17] E. Polytechnique and F. D. E. Lausanne, "Laboratoire de Transfert de Chaleur et de Masse," pp. 1–31.
- [18] J. Sancho, J. Riesco, and C. Jiménez, "Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT," *Minist. Agric. ...*, p. 162, 2012.
- [19] F. Gordon, "Boiling Heat," *New York*, vol. 3, pp. 90–93, 1961.
- [20] A. Fernández-García, E. Rojas, M. Pérez, R. Silva, Q. Hernández-Escobedo, and F. Manzano-Agugliaro, "A parabolic-trough collector for cleaner industrial process heat," *J. Clean. Prod.*, vol. 89, pp. 272–285, 2015.
- [21] E. Zarza, M. E. Rojas, L. González, J. M. Caballero, and F. Rueda, "INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant," *Sol. Energy*, vol. 80, no. 10, pp. 1270–1276, 2006.
- [22] S. Moreno-Tejera, M. A. Silva-Pérez, I. Lillo-Bravo, and L. Ramírez-Santigosa, "Solar resource

assessment in Seville, Spain. Statistical characterisation of solar radiation at different time resolutions,” *Sol. Energy*, vol. 132, pp. 430–441, 2016.

- [23] M. Biencinto, L. Gonzalez, and L. Valenzuela, “A quasi-dynamic simulation model for direct steam generation in parabolic troughs using TRNSYS,” *Appl. Energy*, vol. 161, pp. 133–142, 2016.
- [24] S. A. Kalogirou, “Parabolic trough collectors for industrial process heat in,” vol. 27, pp. 813–830, 2002.
- [25] S. D. Odeh, G. L. Morrison, and M. Behnia, “Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors,” *Sol. Energy*, vol. 62, no. 6, pp. 395–406, 1998.

GLOSARIO

DISS (Direc Steam Generation).....	45
GTER (Grupo termodinámica y Energías renovables).....	17