

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías
Industriales

Análisis del potencial de mejora de rendimiento en centrales termosolares de torre mediante la utilización de ciclos de potencia de dióxido de carbono supercrítico.

Autor: Paloma Carrera Galán

Tutor: David Tomás Sánchez Martínez

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

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Análisis del potencial de mejora de rendimiento en centrales termosolares de torre mediante la utilización de ciclos de potencia de dióxido de carbono supercrítico.

Autor:

Paloma Carrera Galán

Tutor:

David Tomás Sánchez Martínez

Catedrático de Universidad

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

Sevilla, 2019

Trabajo Fin de Grado: Análisis del potencial de mejora de rendimiento en centrales termosolares de torre mediante la utilización de ciclos de potencia de dióxido de carbono supercrítico.

Autor: Paloma Carrera Galán

Tutor: David Tomás Sánchez Martínez

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

A mi madre

Agradecimientos

En primer lugar, agradecer a mi tutor David la oportunidad de trabajar con él en este proyecto y por su atención y ayuda durante todos estos meses de duro trabajo.

Me gustaría agradecer en especial a toda mi familia la confianza depositada en mí desde que empecé esta andadura en el camino de la ingeniería y en especial a mi madre, que, aún sin comprender muy bien de qué iba este trabajo, me ha apoyado enormemente día a día, dándome la fuerza necesaria para superar cada obstáculo en el camino.

Por último, agradecer a mi pareja Ignacio todo el apoyo durante la realización de este proyecto, regalándome numerosos buenos momentos que han hecho que el camino fuera más fácil de sobrellevar.

Paloma Carrera Galán

Alumna del Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Sevilla, 2019

Resumen

Este trabajo estudia el potencial de mejora de prestaciones termodinámicas y económicas en Centrales Termosolares cuando se sustituye el ciclo de vapor convencional por un ciclo de potencia de CO₂ supercrítico. Para ello, se ha realizado una descripción detallada sobre la arquitectura de dichas plantas, centrándonos a su vez en el llamado Bloque de Potencia. Con dicha misión en mente, se ha procedido al diseño de dicho bloque para una planta de referencia basada en turbina de vapor, implementado mediante el empleo del software de resolución de ecuaciones EES.

Tras ello, se ha procedido a la comparación entre el ciclo de Rankine de referencia y un ciclo que emplea CO₂ en estado supercrítico mediante el empleo de la herramienta SAM, especializada en cálculos económicos de procesos termodinámicos. Esa comparación se ha realizado para ciclos supercríticos que emplean sales fundidas estándar como fluido caloportador y ciclos supercríticos que utilizan otro tipo de sales que permiten alcanzar mayores temperaturas. Estos últimos han reportado valores de rendimiento muy superiores a los experimentados por el ciclo Rankine convencional.

Indicadores como son el Valor Presente Neto o el Coste Nivelado de la Energía han sido los elegidos para realizar el estudio económico, resultando este último de extremada utilidad a la hora de la comparación entre diversos procesos energéticos.

Tras llevar a cabo el estudio, se observa que los ciclos supercríticos experimentan una mayor incertidumbre respecto a los tradicionales, lo que puede estar motivado por la menor madurez tecnológica que posee esta tecnología a la vez que al reflejo deficiente de su comportamiento fuera de diseño por las herramientas actuales. Es por ello por lo que se hace necesario ir reduciendo la incertidumbre y con ello llevar a cabo un afinamiento de los resultados obtenidos, haciendo posible una comparación más justa entre tecnologías.

Como conclusión se extrae por tanto que el empleo de CO₂ supercrítico en los ciclos de potencia no introduce una mejora radical respecto al ciclo Rankine tradicional, para las sales fundidas empleadas de manera convencional, lo que hace necesario actualmente un estudio previo minucioso a la hora de elegir el tipo de ciclo a emplear en un nuevo proyecto de este tipo.

Abstract

This work assesses the potential thermal and economic performance improvement in Concentrated Solar Power plants (Solar Thermal Electricity) thanks to the utilisation of supercritical CO₂ power cycles instead of the conventional steam-based Rankine cycles. For this, a detailed description of the architecture of these plants has been previously made, focusing on the so-called Power Block. With that in mind, the design of said block for a reference plant using steam turbines has been implemented in the EES equation resolution software.

After that, a comparison was made between a Rankine cycle and a cycle that uses CO₂ in a supercritical state using the SAM tool, specialized in economic calculations of thermodynamic processes. At the same time, supercritical cycles that use standard molten salts as heat transfer fluid and supercritical cycles that use other types of salts (enabling higher operating temperatures) have been compared with the Rankine cycle. The latter have reported much higher performance values than those experienced by the Rankine cycle.

Indicators such as Net Present Value or Level Energy Cost have been chosen to carry out the economic study, the latter being extremely useful when comparing various energy processes.

After carrying out the study, it is observed that the supercritical cycles experience greater uncertainty compared to the traditional ones, which may be motivated by the lower technological maturity that this technology possesses, as well as the poor reflection of its out-of-design behaviour by the current tools. That is why it would be necessary to reduce uncertainty and thereby carry out a refinement of the results obtained, making possible a fairer comparison between technologies.

As a conclusion, it is therefore extracted that the use of supercritical CO₂ in the power cycles does not introduce a radical improvement over the traditional Rankine cycle, which currently requires a thorough preliminary study when choosing the type of cycle to be used in a new project of this tipology.

Índice

Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xiv
Índice de Tablas	xv
Índice de Figuras	xvi
Notación	xviii
1 Introducción a los STC	1
2 Objetivos y alcance del trabajo	3
3 Funcionamiento general y partes de un STCRC	11
3.1 <i>El campo Solar</i>	11
3.1.1 Heliostato: Funcionalidad y tipos	12
3.1.2 Receptor: Tipología y funcionalidad	13
3.1.3 Eficiencia del Campo Solar y pérdidas asociadas	14
3.2 <i>El Bloque de Potencia</i>	16
3.3 <i>Sistemas Auxiliares</i>	18
3.4 <i>Almacenamiento de la energía producida</i>	20
4 Análisis de la planta de referencia	22
5 Análisis Termoeconómico	31
5.1 <i>Simulación de una planta que emplea un ciclo Rankine estándar en el Bloque de Potencia</i>	31
5.1.1 Diseño geométrico y termodinámico del ciclo	31
5.1.2 Parámetros financieros	34
5.1.3 Simulación y resultados obtenidos	35
5.2 <i>Simulación de una planta que emplea un ciclo con CO₂ supercrítico estándar en el Bloque de Potencia</i>	39
5.2.1 Simulación para la ubicación inicial	39
5.2.2 Simulación y resultados para varias localizaciones adicionales	46
6 Conclusiones	53
Bibliografía	54
Anexos	55

ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1: Temperaturas de salida de cada precalentador.</i>	23
<i>Tabla 2: Diferencias Terminales de Temperatura para cada precalentador.</i>	24
<i>Tabla 3: Presiones de extracción de cada precalentador.</i>	24
<i>Tabla 4: Temperaturas de drenaje de cada precalentador para un GSD dado.</i>	25
<i>Tabla 5: Fracciones de extracción para cada precalentador.</i>	26
<i>Tabla 6: Resumen de resultados para cada uno de los cuerpos de turbina.</i>	27
<i>Tabla 7: Variables necesarias para la obtención de la temperatura de salida de las sales.</i>	30
<i>Tabla 8: Resumen de resultados para el ciclo de Rankine en Daggett (USA).</i>	46
<i>Tabla 9: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico estándar en Daggett (USA).</i>	46
<i>Tabla 10: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico con sales no estándar en Daggett (USA).</i>	47
<i>Tabla 11: Resumen de resultados para el ciclo Rankine en Edwards (USA).</i>	47
<i>Tabla 12: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico estándar en Edwards (USA).</i>	48
<i>Tabla 13: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico de sales no estándar en Edwards (USA).</i>	48
<i>Tabla 14: Resumen de resultados para el ciclo de Rankine en China Lake (USA).</i>	50
<i>Tabla 15: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico estándar en China Lake (USA).</i>	50
<i>Tabla 16: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico con sales no estándar en China Lake (USA).</i>	51

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Ilustración 1: Esquema básico de un Sistema de Concentración de Receptor Central</i>	11
<i>Ilustración 2: Diagrama T-S de un ciclo Rankine</i>	17
<i>Ilustración 3: Esquema de planta tipo elegida para el diseño</i>	22
<i>Ilustración 4: Diagrama de energía temperatura de una CRC a una presión determinada.</i>	29
<i>Ilustración 5: Geometría óptima del campo solar</i>	33
<i>Ilustración 6: Resumen de resultados para el ciclo estándar en Daggett (USA)</i>	35
<i>Ilustración 7: Producción de energía anual en Daggett (USA)</i>	36
<i>Ilustración 8: Producción de energía durante un mes representativo de invierno y verano.</i>	36
<i>Ilustración 9: Representación de los flujos de caja durante la vida útil del proyecto.</i>	37
<i>Ilustración 10: Rendimiento del bloque de potencia durante un año de explotación.</i>	38
<i>Ilustración 11: Rendimiento del bloque de potencia durante los meses del año.</i>	39
<i>Ilustración 12: Resumen de resultados para el caso del CO₂ supercrítico en Daggett</i>	40
<i>Ilustración 13: Producción anual en un mes de invierno y verano.</i>	41
<i>Ilustración 14: Flujos de caja del ciclo supercrítico.</i>	42
<i>Ilustración 15: Rendimiento del ciclo de potencia supercrítico durante un año de explotación.</i>	42
<i>Ilustración 16: Rendimientos del bloque de potencia para cada uno de los meses del año.</i>	43
<i>Ilustración 17: Tabla resumen de resultados del ciclo supercrítico con nuevas sales.</i>	44
<i>Ilustración 18: Rendimiento del ciclo durante un año de explotación con las nuevas sales fundidas</i>	45
<i>Ilustración 19: Rendimiento para las nuevas sales</i>	45
<i>Ilustración 20: Rendimiento para las sales estándar</i>	45
<i>Ilustración 21: Geometrías óptimas para el campo solar en Daggett (izqda.) y Edwards (dcha.)</i>	52
<i>Ilustración 22: Campo solar óptimo en China Lake.</i>	52

Notación

AP	Approach Point
Cp	Calor específico a presión constante
DTT	Diferencia Terminal de Temperaturas
DAR	Receptores de absorción directa
GSD	Grado de Subenfriamiento del Drenaje
Hi	Entalpía de la corriente i
HTF	Fluido caloportador
LCOE	Coste Nivelado de la Energía
NREL	Laboratorio Nacional de Energías Renovables (USA)
PB	Plazo de recuperación de la inversión
Pcond	Presión de condensación
PPA	Valor acordado de venta de la energía producida
Pvv	Presión de vapor vivo
STC	Sistemas Termosolares de Concentración
SRC	Sistemas de Receptor central
Ta	Temperatura media de aportación de calor
Tc	Temperatura media de cesión de calor
TIR	Tasa Interna de Rentabilidad o de Retorno
Tvv	Temperatura de vapor vivo
VPN	Valor Presente Neto

1 INTRODUCCIÓN A LOS STC

Bajo la denominación genérica de Sistemas Termosolares de Concentración (STC) se agrupan una serie de sistemas basados en distintas tecnologías concebidas para la conversión de la componente directa de la radiación solar en otra forma de energía, usualmente de tipo térmica, apta para su utilización inmediata o para su almacenamiento. Para conseguir esta conversión de la radiación solar en energía térmica, se utilizan los llamados concentradores. Dichos dispositivos tienen la función de redireccionar la radiación solar incidente sobre una determinada superficie, conocida como área de captación y su posterior concentración sobre una superficie de menor tamaño, la superficie absorbedora.

El cociente de las áreas de estas dos superficies conforma el llamado factor de concentración geométrica, el cual indica el grado de concentración que puede alcanzar una planta.

Mediante la concentración de la radiación en una superficie menor, conseguimos generar en dicha superficie una alta temperatura, es por ello por lo que a las plantas que utilizan este sistema, se las conoce comúnmente como Plantas Solares de Alta Temperatura.

Entre estas tecnologías, hay tres que destacan por su grado de desarrollo: los Sistemas de Canal Parabólico (CCP), los Concentradores Lineales de Fresnel (CLFR) y los Sistemas de Receptor Central o Sistemas de Torre (CRS). Conceptualmente, los dos primeros concentran la radiación solar en una línea focal, dicho proceso se conoce como concentración en dos dimensiones, mientras que el último realiza la concentración en un foco puntual, proceso conocido como concentración en tres dimensiones.

Los sistemas de concentración puntual o concentración en tres dimensiones pueden alcanzar mayores relaciones de concentración, siendo por ello interesante su estudio y desarrollo con vistas a una optimización de este tipo de plantas a la hora de la generación de energía eléctrica. Es por ello por lo que en este trabajo nos centraremos en los sistemas de concentración de Receptor Central.

2 OBJETIVOS Y ALCANCE DEL TRABAJO

Este trabajo versará principalmente sobre la comparación entre el ciclo estándar de Rankine y el ciclo de CO₂ supercrítico aplicados al bloque de potencia de una planta solar de concentración de receptor central.

Uno de los objetivos principales de este proyecto será por tanto el diseño del bloque de potencia de una planta tipo de concentración de receptor central que realizaremos mediante el empleo de la herramienta EES “Engineering Equation Solver”.

Posteriormente, intentaremos implantar el diseño obtenido en el paso anterior en la herramienta SAM “System Advisor Model” diseñada para el diseño de proyectos termodinámicos. Tras esto último, realizaremos una comparación con una planta que utilice el CO₂ en estado supercrítico como fluido en su ciclo de trabajo con el objetivo de llevar a cabo un estudio sobre las bondades que puede ofrecer esta tecnología a la hora de su implantación en proyectos futuros de esta índole.

Aun siendo el anterior el principal objetivo, se realizará previamente una breve introducción y explicación del funcionamiento general y las partes constituyentes de este tipo de plantas con el objetivo primordial de lograr una mayor comprensión del lector previa al estudio llevado a cabo posteriormente.

Los resultados referentes a parámetros económicos serán mostrados en dólares por ser ésta la moneda estándar que emplea la herramienta SAM en sus cálculos.

3 FUNCIONAMIENTO GENERAL Y PARTES DE UN STCRC

3.1 El campo Solar

Como ha quedado patente en el apartado anterior, los Sistemas de Receptor Central o Sistemas de Torre pueden alcanzar relaciones de concentración muy altas y ello hace que sea posible trabajar con altas temperaturas, del orden de 1000°C, siendo por ello muy interesante su utilización en plantas solares cuyo objetivo es la generación de energía eléctrica.

Mediante la concentración de la radiación solar transferimos energía térmica a un fluido caloportador, conocido como HTF, el cual es el encargado de transformar esta energía térmica en energía eléctrica, bien por expansión directa en un bloque de potencia, o bien mediante transferencia indirecta a otro fluido para su posterior expansión en dicho bloque de potencia.

En este apartado se pretende llevar a cabo una descripción acerca de los elementos que conforman el Sistema Solar de Concentración de Receptor Central. Dicha descripción se llevará a cabo desde el punto de vista del Campo Solar, realizando el desarrollo del Bloque de Potencia en sucesivos apartados.

En la figura 1 se muestra un esquema básico de este tipo de sistemas. En él, es posible distinguir dos partes bien diferenciadas; el llamado Campo Solar, compuesto por un conjunto de concentradores llamados heliostatos, y el absorbedor, llamado en este caso Receptor Central o más comúnmente conocido como Torre, que a su vez es el causante de la denominación de este tipo de plantas y el Bloque de Potencia, cuya función es transformar la energía térmica proveniente del Receptor Solar en energía eléctrica.

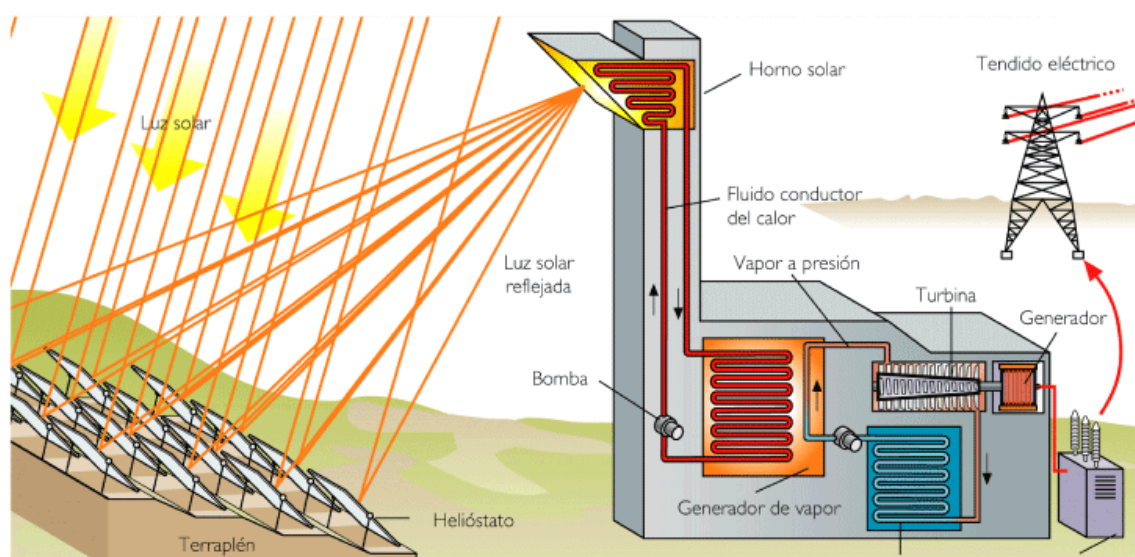


Ilustración 1: Esquema básico de un Sistema de Concentración de Receptor Central

3.1.1 Heliostato: Funcionalidad y tipos

El campo de heliostatos es, junto con el receptor, el componente más característico de un STCRC de receptor central, y representa una fracción muy significativa, hasta el 60%, del coste de la parte solar. Un heliostato está compuesto básicamente por una superficie reflectante, una estructura soporte, mecanismos de movimiento y un sistema de control.

La superficie reflectante es la encargada de dirigir la radiación solar incidente hacia el receptor. El material más empleado hoy en día es el vidrio de bajo contenido en hierro, son los llamados heliostatos de vidrio-metal. Sobre su cara posterior se deposita una fina película de plata protegida mediante una película de cobre y otra de pintura epoxi.

Se pretende conseguir una superficie con alta reflectividad especular, en torno al 80%, con el objetivo de minimizar las pérdidas existentes en la reflexión de la radiación solar hacia el receptor y con ello, mejorar la eficiencia global del Campo Solar. También se han utilizado heliostatos de Membrana Tensionada cuyo potencial desarrollo se llevó a cabo con el objetivo de reducción de costes, aunque en la práctica no se han obtenido grandes beneficios debido al abaratamiento de los espejos y a la optimización de los componentes, es por ello por lo que se ha abandonado esta línea de investigación. A su vez, también se han empleado superficies reflectantes a base de películas poliméricas de alta reflectividad. El mayor inconveniente para la introducción de esta tecnología es su menor durabilidad.

La superficie reflexiva por heliostato ha ido evolucionando hacia tamaños cada vez más grandes, partiendo de unos 40-50 m² hasta llegar a los 150 m² todo ello con el objetivo de aumentar la captación de radiación solar y con ello aumentar la eficiencia de la planta. Sin embargo, algunas propuestas recientes han vuelto hacia la senda de fabricación de heliostatos más pequeños por su potencial de aprovechamiento de la economía de escala y sobre todo, de simplificación y por ello abaratamiento de los procesos de transporte, instalación y puesta en marcha.

El despliegue del campo de heliostatos en relación con el receptor está condicionado en gran medida por la orografía, por el tamaño de la planta y por la posición del receptor. Las dos opciones clásicas de configuración del campo de heliostatos son la configuración a un lado de una torre (configuración Norte o Sur, según la latitud del emplazamiento) y la configuración circular, en la que se colocan los heliostatos alrededor de la torre en forma de anillos concéntricos. Un ejemplo de este último tipo de configuración es la planta Gemasolar, situada en Écija, Sevilla.

Un STCRC de cualquier tipo solo puede aprovechar la radiación solar directa y por ello exige que el colector, en este caso el heliostato, vaya provisto de un mecanismo de seguimiento solar que lo mueva a lo largo del día conforme el sol describe su trayectoria diaria en el cielo. El sistema de seguimiento solar más común consiste en un dispositivo que gira los heliostatos alrededor del un eje, el eje de azimut. Existen también sistemas de seguimiento en dos ejes, aunque el aumento de radiación solar captada no compensa el incremento de coste asociado. También existen prototipos de campos de heliostatos que realizan un movimiento de traslación alrededor de la torre mediante el uso de railes, aunque, tal y como ocurre en el caso anterior, el incremento de coste asociado a la mayor complejidad del sistema tampoco es compensado por el aumento de la radiación captada.

Un desarrollo reciente de gran interés es el llamado heliostato autónomo. Dicho prototipo se ha desarrollado en la Plataforma Solar de Almería. Se trata de un heliostato provisto de un pequeño panel fotovoltaico, mediante el cual genera la energía suficiente para autoabastecer su sistema de control, con la consiguiente reducción de costes asociada al sistema de seguimiento.

3.1.2 Receptor: Tipología y funcionalidad

Otro componente importante de este tipo de plantas es la torre, cuya función es la de servir de soporte al receptor. Dicho receptor usualmente debe situarse a una cierta altura sobre el nivel del campo de heliostatos para reducir las sombras y bloqueos entre ellos y, con esto, disminuir las pérdidas asociadas a este tipo de fenómenos, incrementando con ello la eficiencia del campo solar. Los materiales utilizados para la construcción de dichas torres son aleaciones metálicas o en su defecto hormigón, ya que se precisan materiales con alta resistencia de cara soportar los esfuerzos asociados al viento debido a su situación a una cierta altura en grandes explanadas o las tensiones térmicas debidas a la constante fluctuación de temperaturas del fluido caloportador, ya que éste se calienta por la acción de la radiación concentrada y posteriormente vuelve frío a la torre tras haber llevado a cabo todo el proceso en el bloque de potencia.

El receptor de una STCRC es el dispositivo donde se produce la conversión de la radiación solar concentrada en energía térmica que, en la mayoría de los casos, se traduce en un aumento en la entalpía de un fluido y con ello, un aumento de su temperatura. A lo largo de la breve historia de los SRC, se han propuesto y ensayado un gran número de receptores de diversas características geométricas y operativas con distintos fluidos de trabajo. La clasificación de dichos tipos de receptores en función de diversas características se recoge a continuación:

Desde el punto de vista de la geometría, podemos distinguir entre receptores de cavidad y externos. Estos últimos pueden subdividirse en planos, cilíndricos y semicilíndricos. Los receptores externos tienen, por lo general, mayores pérdidas por radiación y reflexión que los receptores de cavidad. Por otro lado, los de cavidad presentan un mayor volumen y con ello un mayor coste asociado, pero, a su vez, son más adiabáticos y con ello reducen los efectos transitorios del entorno. Debido a que presentan ventajas e inconvenientes importantes a la hora de operación, son un claro candidato a ser objeto de estudio y optimización en el futuro.

Desde el punto de vista del mecanismo de transferencia de calor, podemos diferenciar entre receptores de absorción directa (DAR) y de absorción indirecta, contando entre ellos con los tubulares, de placas y los volumétricos. Estos últimos utilizan aire como fluido de trabajo; es por ello por lo que podemos diferenciar dos subtipos en función de que el aire esté a presión atmosférica, los llamados receptores volumétricos atmosféricos, o a una presión mayor que ésta, los conocidos como receptores volumétricos presurizados. Su principal ventaja respecto a las configuraciones tradicionales es que, al trabajar con aire como fluido caloportador, se consiguen temperaturas de operación mayores.

En cuanto al fluido de trabajo, se han propuesto y ensayado receptores agua-vapor, ya sea con evaporación y sobrecalentamiento o sólo con evaporación. Este tipo de receptores se conoce como de expansión directa; ya que es el agua el fluido de trabajo utilizado y, tras la evaporación debida al aumento de temperatura en el receptor, es el vapor producido el que se conduce directamente al bloque de potencia para su posterior expansión, no necesitando por ello la utilización de intercambiadores intermedios y con ello, abaratando el coste.

Las sales fundidas, usualmente mezclas binarias de nitrato de sodio y potasio, son un fluido caloportador utilizado en gran medida hoy en día debido a su bajo coste y no toxicidad, aunque poseen un claro inconveniente, ya que para temperaturas menores de 245°C se produce solidificación y ello conlleva un sistema de control de operación muy complejo. El sodio líquido es una variante de fluido utilizado en algunas plantas debido a sus excepcionales propiedades de transferencia de calor y con ello a la necesidad de un receptor de menor tamaño, lo que se traduce en menor coste. Dicho fluido tiene temperatura de operación del rango de las sales fundidas.

Por otro lado, resultan altamente reactivo con el aire y el agua, por lo que se convierte en un fluido muy peligroso en caso de fugas, lo que hace necesario un control exhaustivo y con ello, un aumento de coste. El uso de aire como fluido de trabajo está ligado a su vez a la utilización de cierto tipo de receptores, los volumétricos. Como ventajas posee una enorme facilidad para la operación y el mantenimiento de los diferentes equipos, a la vez que el rango de temperaturas de operación es mucho mayor que en otros casos, llegando a veces a temperaturas cercanas a los 1200°C. Como inconveniente hay que subrayar que, el hecho de tener que utilizar receptores volumétricos, incrementa el coste puesto que éste está asociado a la necesidad de utilización de un receptor de mayor volumen.

El estudio de nuevos fluidos que tengan buenas características térmicas a la vez que no posean características corrosivas, de inflamabilidad o toxicidad para su utilización como fluido de transferencia en este tipo de plantas, es un campo de trabajo en el que aún queda mucho por hacer.

Dicha investigación en potenciales fluidos caloportadores o de transferencia ha llevado al empleo del CO₂ en estado supercrítico como fluido de trabajo en algunos prototipos, obteniendo resultados muy prometedores. Esta línea de investigación está actualmente en proceso de desarrollo y se prevé que en un futuro cercano se produzcan grandes avances en la implantación de este fluido como una elección usual en las plantas de SRC.

3.1.3 Eficiencia del Campo Solar y pérdidas asociadas

El cálculo de la eficiencia del campo solar es un punto de suma importancia en este tipo de plantas. Ello es debido al fuerte impacto que posee esta eficiencia en términos económicos, ya que un aumento moderado de la eficiencia del campo solar puede llegar a traducirse en un aumento significativo del rendimiento global de la planta, llevando consigo un incremento notable de ingresos asociado. Habiendo quedado patente la importancia del rendimiento, se procede a continuación a realizar un estudio de las principales pérdidas asociadas a este tipo de plantas, haciendo hincapié en aquellas que llevan ligado un fuerte impacto en la eficiencia del campo solar.

Dicho estudio debe comenzar con un balance energético de la planta, en el que puedan apreciarse cada uno de los procesos que en ella se llevan a cabo y las posibles pérdidas asociadas a cada uno de ellos. Los principales procesos que tienen lugar en un SRC son:

- Captación de la radiación solar por el campo de heliostatos.
- Transmisión de la radiación solar a través de la atmósfera hasta el receptor.
- Captación de la radiación solar concentrada por el receptor.
- Conversión fototérmica.
- Conversión de la energía térmica en energía mecánica.
- Generación de electricidad.

Todos ellos a excepción de los dos últimos se llevan a cabo en el denominado campo solar; es por ello por lo que son objeto de un especial desglose de las pérdidas asociadas a cada uno de ellos en este estudio, siendo los dos últimos objeto de ello en sucesivos apartados.

La principales pérdidas asociadas al campo solar son:

- *Pérdidas en la captación*

Están asociadas al fenómeno de captación de la radiación solar y a su vez pueden subdividirse en pérdidas geométricas y pérdidas por reflectividad.

Las pérdidas geométricas son función exclusiva de la geometría del campo solar, es decir, de las dimensiones y posiciones de los diferentes elementos que la integran. Pueden diferenciarse tres fenómenos causantes de dicho tipo de pérdidas: pérdidas originadas por la reducción del área proyectada visible por el Sol, pérdidas por sombra y pérdidas por bloqueo. El primer tipo está asociado a la inclinación del eje óptico del heliostato respecto de la trayectoria de los rayos solares y, debido a su fuerte proporción con el coseno del ángulo de inclinación de los rayos solares respecto a la normal asociada a la superficie de captador, se cuantifican mediante el denominado factor coseno.

Por otro lado, las siguientes dos causas de pérdidas enumeradas están asociadas a los efectos producidos sobre los captadores; ya sea por efectos de sombra de la torre o cualquier otro elemento del campo solar sobre ellos o la disminución de la fracción solar reflejada que alcanza el receptor debido al incorrecto posicionamiento de los heliostatos y su posible interacción entre ellos en forma de bloqueo.

La pérdidas por reflectividad están asociadas al hecho de que los heliostatos no reflejan la totalidad de la radiación solar que incide sobre su área de captación, sino que una fracción de ella es absorbida por la misma.

Dicha fracción se cuantifica mediante la reflectividad del material, que a su vez es función de la longitud de onda de la radiación incidente. Tal y como ha sido anteriormente mencionado, es importante, a la hora de diseñar los heliostatos, elegir un material con una alta reflectividad y con ello conseguir minimizar este tipo de pérdidas.

- *Pérdidas por transmisión a través de la atmósfera*

La radiación solar reflejada sufre una atenuación en su camino entre la superficie del heliostato y el receptor. Dicha atenuación es proporcional a la distancia recorrida por la radiación reflejada hasta el receptor.

- *Pérdidas en la captación de la energía concentrada por el receptor*

Dichas pérdidas aparecen como consecuencia de las imperfecciones de las superficies reflexivas o errores en el fenómeno de apunte de los heliostatos, entre otras. Una parte de la radiación reflejada que llega a las inmediaciones del receptor no alcanza la superficie absorbidora de éste. Este hecho es conocido como fenómeno de desbordamiento o Spillage.

- *Pérdidas en la conversión fototérmica*

La superficie del receptor es el lugar en el que se lleva a cabo la conversión de radiación solar concentrada en energía térmica. En dicho proceso, se producen pérdidas debidas a cada uno de los tres mecanismos de transferencia de calor existentes: radiación, convección y conducción.

Las pérdidas por radiación son función de la absorptividad, temperatura y emisividad de la superficie absorbidora. Las pérdidas por convección son proporcionales a la diferencia de temperaturas entre la superficie absorbidora y el ambiente.

Por último, las pérdidas por conducción entre el absorbedor y el resto de los elementos estructurales, es también función de dicho gradiente de temperaturas.

3.2 El Bloque de Potencia

Una vez llevada a cabo la descripción de los componentes básicos de un SRC desde el punto de vista del campo solar, se procederá al estudio de dicho sistema desde el ámbito del denominado Bloque de Potencia. Asimismo, se realizará el estudio del posible sistema de almacenamiento de energía que pueden llevar asociado este tipo de plantas, todo ello con el objetivo de llevar a cabo un estudio del arte de las tecnologías existentes en este tipo de plantas.

Como ya ha quedado patente, en el receptor se lleva a cabo una transformación de la radiación solar concentrada en energía térmica. Dicha energía es transferida mediante un fluido caloportador al bloque de potencia, donde es transformada en energía eléctrica para su posterior comercialización y venta.

El fluido de trabajo utilizado en el bloque de potencia es vapor de agua, ya que el objetivo de dicho bloque es la introducción de éste en una turbina de vapor para su expansión y con ello generar la energía mecánica necesaria, que posteriormente será transformada en energía eléctrica.

Dicho vapor de agua puede ser generado directamente en la torre solar mediante la concentración de radiación solar en el receptor, al que le llega agua en estado líquido. Debido al incremento considerable de la temperatura en dicho receptor, el agua sufre un proceso de evaporación y es dicho vapor generado el que se conduce al bloque de potencia. La generación directa de vapor tiene como inconveniente principal la necesidad de materiales muy caros debido a las altas temperaturas y presiones a las que están sometidos debido al proceso. Es por ello por lo que la tecnología más extendida, y en la que se centrará este estudio, es en la generación indirecta de vapor.

Dicha generación indirecta se lleva a cabo en un intercambiador de calor. En él, el fluido calentado a su paso por el receptor, normalmente sales a base de nitratos de sodio y potasio, cede su calor al otro fluido. Dicho fluido es agua a la presión de vapor deseada por el bloque de potencia, la cual, al recibir el calor proveniente del fluido caloportador, se evapora. Con ello se consigue el vapor con los parámetros exigidos por el ciclo en el bloque de potencia.

El bloque de potencia trabaja normalmente con un ciclo de Rankine con agua/vapor como fluido de trabajo. Las variantes que podemos encontrar son la generación directa (el vapor/agua se hace por el receptor solar en vez de utilizar un generador de vapor para evaporar el agua) y la generación indirecta (en el caso de utilizar sales fundidas como fluido caloportador, se utiliza un intercambiador en el que se realiza la transferencia de calor del fluido HTF al agua/vapor).

Los demás componentes del bloque de potencia son los mismos que en una central convencional: Turbina de vapor, condensador y bombas de circulación del vapor condensado y de agua de alimentación.

A continuación, se procederá a explicar los procesos que intervienen en el ciclo clásico de Rankine.

El ciclo Rankine es la adaptación práctica del ciclo teórico de Carnot, que fija el máximo rendimiento que puede conseguirse en un proceso termodinámico operando entre un foco caliente y un foco frío. El ciclo de Rankine consta de cuatro fases diferenciadas. El fluido, en fase vapor, se expande en la turbina donde es expandido, idealmente de forma isentrópica (proceso 3-4s, en la figura 2). A la salida de la turbina se tiene vapor húmedo, con un título de vapor elevado, que es condensado completamente cediendo calor residual al ambiente a presión constante en el condensador (proceso 4s-1). Posteriormente el líquido es comprimido por bombas elevando su presión, idealmente de forma isentrópica (proceso 1-2s), para pasar a la caldera, donde se aporta calor a presión idealmente a presión constante hasta volver a la entrada de la turbina (proceso 2s-3).

Generalmente, los ciclos de vapor empleados en plantas termosolares presentan rendimientos nominales inferiores al 40% que, en la realidad, corresponden con valores medios anuales aún más bajos en este tipo de aplicaciones debido a las numerosas horas de operación a carga parcial que acumula este tipo de plantas a lo largo del año.

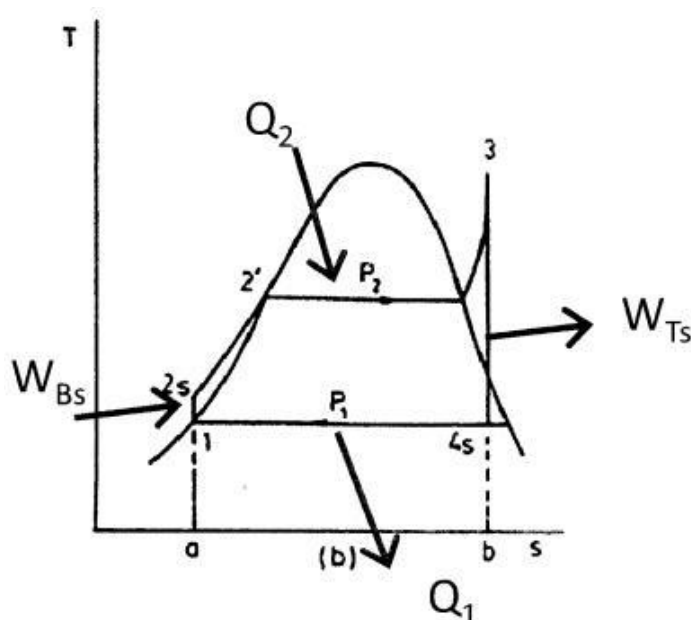


Ilustración 2: Diagrama T-S de un ciclo Rankine

Como ya se ha expuesto, el ciclo de Rankine es la aplicación práctica del ciclo de Carnot y, por ello, es posible estudiar su eficiencia mediante un rendimiento equivalente al del ciclo de Carnot trabajando entre las mismas temperaturas del foco frío y del foco caliente. Dicho rendimiento puede expresarse como:

$$\eta = 1 - \frac{T_c}{T_a}$$

Siendo:

T_a : Temperatura media de aportación de calor.

T_c : Temperatura media de cesión de calor.

A su vez, existen diversas modificaciones del ciclo que permiten incrementar su rendimiento. Una de las más importantes es el denominado recalentamiento. Dicho procedimiento consiste en la extracción de vapor de la turbina a una presión intermedia con el objetivo de recalentar dicho vapor a presión constante antes de continuar con la expansión. Esta solución permite, además de reducir la humedad en los últimos escalonamientos de la turbina, obtener un mayor rendimiento térmico del ciclo debido a mayores temperaturas medias del foco caliente.

No obstante, la principal ventaja es la disminución de la humedad en las últimas etapas de la turbina, evitando en gran medida con ello el desgaste que ésta ocasiona en los álabes y las pérdidas de trabajo y disminuyendo la frecuencia con la que deben realizarse sustituciones de las piezas dañadas, lo que supone un ahorro considerable.

Otra modificación habitual es la regeneración, que consiste en extraer vapor de la turbina para precalentar el agua de alimentación. Ello conlleva el uso de precalentadores de mezcla intermedios que pueden encarecer el ciclo y por ello, el número necesario de estos equipos puede variar en función del tamaño de la planta.

Generalmente, las centrales de mayor tamaño requerirán recalentamiento y/o regeneración que, aunque puedan suponer un encarecimiento de la planta por la mayor complejidad del ciclo y el mayor número de elementos necesarios, están ideadas para mejorar su rendimiento y con ello aumentar su potencia producida, compensando el aumento de coste asociado. El estudio de las ventajas este tipo de etapas y su rentabilidad ha sido llevado a cabo por investigadores de todo el mundo.

Las condiciones transitorias de operación que se producen en estas plantas, hecho que refuerza a su vez la investigación y desarrollo de sistemas de almacenamiento de energía, hacen que la turbina además de trabajar con rendimientos bajos sufra un gran desgaste, siendo muy importante el mantenimiento de ésta.

3.3 Sistemas Auxiliares

Además de los componentes necesarios para llevar a cabo el ciclo, en las centrales termosolares de torre se agrupan diversos elementos que son necesarios para su funcionamiento y que podemos agrupar dentro de un bloque de sistemas auxiliares. Dichos elementos no difieren en nada respecto a los que podemos encontrar dentro del sistema auxiliar de una central de potencia convencional. Su función es proporcionar una ayuda a los principales componentes del bloque de potencia para que realicen sus funciones de forma eficiente, fiable y segura.

Algunos de estos componentes auxiliares son:

- Sistema de aire comprimido.

El aire comprimido representa un papel importante en la industria debido a la gran versatilidad de procesos que lo emplean, así como por su gran facilidad de producción y transporte a lo largo de la planta.

En este tipo de plantas de generación de potencia, su principal uso está destinado al accionamiento de las diversas válvulas de las que dispone el bloque de potencia. Entre ellas cabe destacar las válvulas de control, encargadas de la regulación de la carga por motivos de demanda, y las válvulas de corte de suministro de vapor, diseñadas para evitar el conocido como fenómeno de embalamiento de la turbina debido a una falta de carga en el generador eléctrico, el cual se produce por la desconexión del transformador con la red debido a desajuste en la tensión, fase o bien frecuencia de la potencia eléctrica generada.

- Sistema de tratamiento, suministro y almacenamiento de agua

Como ya hemos visto, en el bloque de potencia se utiliza vapor de agua como fluido destinado a la expansión en la turbina. Dicho bloque maneja gastos muy elevados, lo que claramente se traduce en una necesidad de suministro de grandes masas de agua líquida para su evaporación y con ello, a la necesidad de disponer de un sistema de almacenamiento. A su vez, debido a las altas presiones a las que está sometida la carcasa de la turbina, se producen fugas de vapor; es por ello por lo que es necesario un continuo suministro de agua a la instalación para que no disminuya en gran medida el gasto que maneja la turbina ya que, si ello llegara a ocurrir, bajaría de forma notable la potencia producida.

A su vez, es de extrema importancia la calidad del agua suministrada; grandes concentraciones de sólidos disueltos en ella pueden producir deposiciones en los álabes de la turbina y producir con ello una disminución de la potencia producida o, en el peor de los casos, un desgaste e incluso posible rotura de gran parte de ellos que haga necesaria la parada de la instalación para su reparación, llevando consigo grandes pérdidas económicas. Las fugas producidas en la turbina conllevan un aumento de la concentración de sólidos disueltos al disponer de menor masa de agua para su dilución.

Debido a este fenómeno, es necesario un drenaje del agua de la instalación y a su vez un suministro de agua nueva para el control de la concentración de sólidos. Es por ello por lo que el sistema de tratamiento y suministro de agua en una central de producción de potencia es uno de los elementos más delicados a la hora de la puesta en marcha y el mantenimiento ya que ligeros desajustes o errores en su funcionamiento pueden conllevar daños muy graves en la instalación.

- Equipos de refrigeración

Sistema de enfriamiento en el condensador: por lazo abierto o mediante torres de refrigeración que a su vez pueden ser de tiro forzado o natural. Este sistema se encarga de evacuar la energía térmica cedida en la condensación del vapor.

Sistema de enfriamiento del aceite de lubricación: el aceite de lubricación de la turbina se calienta durante la operación de la planta y es necesario refrigerarlo para que no supere la temperatura a partir de la cual se degrada.

- Sistema de protección contra incendios

Tal y como hemos visto, este tipo de plantas dispone de centros de transformación de energía eléctrica. En su interior se encuentran multitud de dispositivos electrónicos que pueden llegar a ser una fuente potencial de incendios debido a la posibilidad de que se produzcan chispas como consecuencia de la presencia de cortocircuitos en la red o defectos de aislamiento de los cables por el hecho de estar situados a la intemperie. Es por ello por lo que los centros de transformación deben estar situados en edificios debidamente diseñados para combatir la acción del ambiente sobre los aparatos electrónicos y disponer de un sistema de protección contra incendios diseñado para su correcta extinción en caso de llegar a producirse.

- Suministro auxiliar de potencia

Las plantas de potencia necesitan gran cantidad de equipos auxiliares, entre ellos destacan los filtros del sistema de tratamiento de agua, las bombas de suministro de agua de alimentación y las encargadas de la impulsión del agua desde los pies de la torre hasta el receptor. Todos estos sistemas auxiliares necesitan un suministro auxiliar de potencia para su funcionamiento, que, tomando un valor medio representativo para plantas de diferente escala y magnitud, es posible aproximar por un 5% de la potencia total de la turbina.

Debido a esto, el bloque de potencia se debe sobredimensionar para poder hacer frente a esta demanda auxiliar de potencia sin ocasionar pérdidas monetarias asociadas a la pérdida de potencia útil en el eje de la turbina, susceptible de transformación en potencia eléctrica.

3.4 Almacenamiento de la energía producida

Como ya se ha expuesto, el mayor inconveniente de la energía solar, al igual que ocurre con la mayoría de las energías renovables, es su discontinuidad en el tiempo. Además, en el caso de los sistemas de concentración se añade una segunda restricción ya que éstos sólo aprovechan la radiación solar directa. Esta radiación no puede almacenarse directamente, aunque sí es posible almacenar la energía térmica que dicha radiación transmite al fluido caloportador. Ello permite a la central operar en períodos de ausencia o alta variabilidad de la radiación solar. Dicha tecnología es relativamente novedosa y por ello es objeto de continuo desarrollo y mejora de cara a aumentar la capacidad de almacenamiento.

A modo de ejemplo de este continuo avance en la mejora de capacidad, la planta PS10, que es la primera central térmica solar comercial de receptor central, posee un almacenamiento de 30 minutos mientras que la planta Gemasolar, también situada en la provincia de Sevilla, ha logrado conseguir un almacenamiento de energía equivalente a 15 horas.

Este almacenamiento se puede llevar a cabo mediante tres tipos de sistemas; aquellos basados en el calor sensible, los basados en el calor latente o bien aquellos que utilizan la energía termoquímica.

Los sistemas basados en el calor sensible almacenan la energía térmica captada en el receptor en un medio con buenas propiedades para almacenar dicho calor sensible. El medio más utilizado son las sales fundidas, aunque también pueden usarse aceites térmicos o aire en el caso de trabajar con receptores volumétricos.

Los sistemas de almacenamiento de sales fundidas se basan en dos tanques donde el fluido caliente y el frío se almacenan en tanques separados y son bombeados hacia el generador de vapor o el receptor respectivamente, según se requiera para poder operar en condiciones nominales.

Los sistemas basados en el calor latente utilizan la energía asociada a los cambios de fase de una sustancia como manera potencial de almacenar calor. Dichos sistemas presentan una capacidad de almacenamiento de calor más alta en comparación con un volumen similar de sistema de almacenamiento de calor sensible, pero, a la hora de la carga y descarga, son menos dinámicos, es decir, el proceso de carga y descarga es más lento y difícil que en el caso de almacenamiento sensible.

El almacenamiento termoquímico está basado en el calor que se produce cuando se dan ciertas reacciones químicas reversibles. Una característica atractiva de esta tecnología es la posibilidad de almacenar y transportar los elementos constituyentes del sistema a temperatura ambiente.

El sistema basado en el calor sensible suele ser el más utilizado, pudiendo implementarse de dos formas: almacenamiento directo, en el que el fluido de trabajo del receptor es el mismo que el del medio de almacenamiento, o almacenamiento indirecto, en el que se utilizan diferentes fluidos de trabajo para el receptor y el almacenamiento, siendo necesario un intercambiador de calor intermedio e incrementando con ello el coste.

A su vez, las ventajas del sistema de almacenamiento pueden resumirse en los siguientes puntos:

- Aumenta la producción de la central: uso de la energía almacenada durante el día en horas en las que existe deficiencia de radiación.
- Elevada eficiencia energética.
- Menor coste relativo por unidad producida: aumento de coste asociado al sistema de almacenamiento claramente compensado por el aumento de producción de la planta.
- Mayor número de horas de operación de la turbina en condiciones nominales, reduciendo el funcionamiento de la turbina a carga parcial. Con ello se reducen las variaciones bruscas de carga, aumentando la vida útil de la turbina.
- Mejora de la calidad de la energía: el sistema de almacenamiento absorbe las variaciones de radiación, suministrando un calor constante al generador de vapor.
- Estabiliza la operación de la central: los transitorios se ven reducidos y las paradas y arranques también, aumentando la vida útil de la planta.
- Se evitan o paliar los problemas causados a la red de distribución por otras fuentes renovables que no disponen de almacenamiento como pueden ser la fotovoltaica o la eólica.

4 ANÁLISIS DE LA PLANTA DE REFERENCIA

Tal y como hemos expresado anteriormente, uno de los objetivos principales de este proyecto es el diseño de una planta solar de concentración desde el punto de vista del bloque de potencia. Para ello, partiremos de un esquema tipo usual en la mayoría de los bloques de potencia asociados a plantas de estas características. El esquema seleccionado se muestra a continuación:

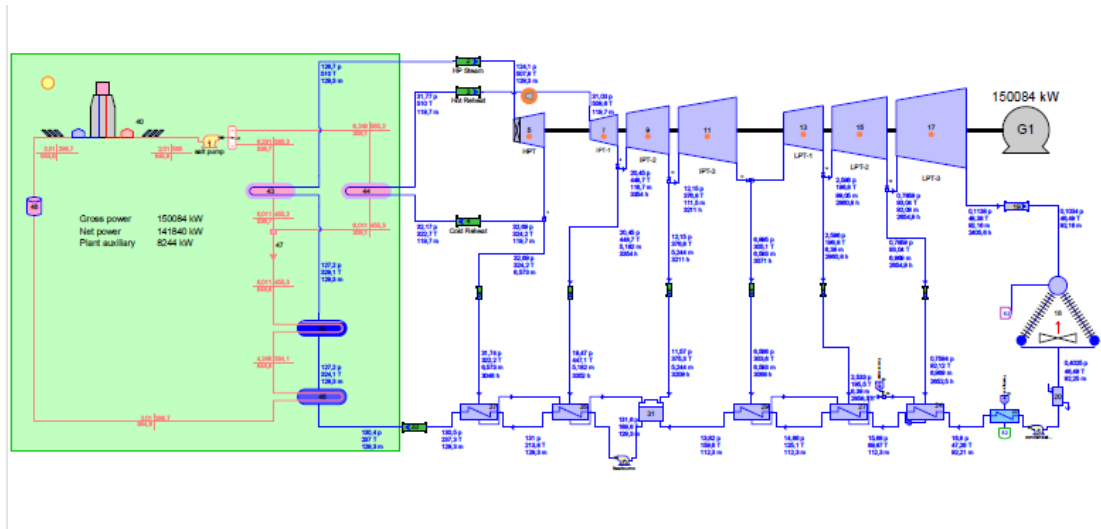


Ilustración 3: Esquema de planta tipo elegida para el diseño

En él, se puede vislumbrar la arquitectura básica de dicho bloque. Éste está compuesto por tres turbinas; cuerpo de alta presión, cuerpo de media presión y cuerpo de baja presión (los dos últimos generalmente integrados en la misma carcasa). El tipo de condensador utilizado responde a un aerocondensador y a la izquierda podemos ver los diferentes intercambiadores que componen el generador de vapor. Si se mira desde abajo hacia arriba, dichos equipos serán: economizador, evaporador y sobrecalentador.

Respecto al precalentamiento del agua de entrada a la caldera, la planta objeto de estudio posee 7 precalentadores, uno de ellos de mezcla. Dicho número de precalentadores responde al rango normalmente utilizado, que va desde 6 a 8 precalentadores en función de la magnitud de la planta. El uso de precalentadores en las plantas de vapor está fuertemente ligado al ahorro, tanto energético como en términos monetarios. A su vez, otra medida de mejora instalada en la planta en cuestión se trata de un recalentador en paralelo al del generador de vapor, cuya misión es elevar la temperatura de salida del vapor de la turbina de alta hasta la temperatura de vapor vivo. Con ello, se consigue una temperatura de entrada a la turbina de media presión mucho mayor y, con ello, un aumento notable de rendimiento.

Una imagen ampliada del esquema de la planta se puede observar en el Anexo B.

Una vez estudiado a fondo el esquema, procedemos a diseñar el ciclo de vapor a utilizar. Para los cálculos necesarios se utilizará el programa “Engineering Equation Solver (EES)”. El código utilizado para ello se adjunta en el anexo A.

Para ello, supondremos como datos de partida una Temperatura de vapor vivo (T_{vv}) correspondiente a 510 °C, una Presión de vapor vivo (P_{vv}) correspondiente a 126.7 bar y una Presión de Condensación (P_{cond}) correspondiente a 0,1034 bar. Dicha última presión se elige en función de las condiciones climáticas que posee el lugar de trabajo.

A continuación, se procederá al diseño de los precalentadores. Con ello, calcularemos las presiones de extracción en cada turbina y los caudales de vapor de extracción. Cada equipo será tratado como un precalentador, realizando en él balances de masa y energía que conduzcan a los parámetros buscados. Comenzaremos de derecha a izquierda. En el primer precalentador es conocida la temperatura de entrada del condensado, ya que se trata de la temperatura de saturación del agua a la presión de condensación.

Para calcular la temperatura de salida del precalentador, se llevará a cabo un procedimiento relacionado con la optimización en función del salto térmico contenido en el libro de R.W. Haywood “Analysis of engineering cycles”. En él, a la temperatura de entrada se le suma un incremento de temperatura calculado como sigue:

$$\Delta T = \frac{(T_{sat}^{EVAP} - T_{sat}^{COND})}{N+1} \quad (1)$$

Siendo:

T_{sat}^{EVAP} : temperatura de saturación del vapor a la presión de vapor vivo

T_{sat}^{COND} : temperatura de saturación del vapor a la presión de condensación

N: número de precalentadores; en este caso 7.

Con ello, se consigue un valor de delta de temperatura correspondiente a:

$$\Delta T = 35,29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Si aplicamos la ecuación $T_{prec}^{SALIDA} = T_{prec}^{ENTRADA} + \Delta T$ (2) y despreciando las pérdidas térmicas entre precalentadores al suponer que la temperatura de salida de entrada de un precalentador es igual a la temperatura de salida del precalentador anterior, obtenemos las temperaturas de salida de todos los precalentadores. Los resultados obtenidos se recogen en la siguiente tabla:

Precalentador	FWH1	FWH2	FWH3	FWH4	FWH5	FWH6
T_{prec}^{SALIDA}	81,77	117,1	152,4	186,4	225,1	260,4

Tabla 1: Temperaturas de salida de cada precalentador.

La nomenclatura de los precalentadores hace referencia a “Feed Water Heater” o precalentador de agua de alimentación y la numeración elegida de derecha a izquierda, tal y como se ha explicado anteriormente. Se debe tener en cuenta que el primer equipo a la salida del condensador se trata del condensador de vapor de sellos, “Gland Steam Condenser” y no puede ser tratado como precalentador en sí, por lo que el número 1 se referirá al equipo situado en segundo lugar tras el condensador.

Las presiones de extracción las calcularemos mediante el empleo de la Diferencia Terminal de Temperaturas (DTT). Dicho parámetro se define como sigue:

$$DTT = T_{sat}(P_{ext}) - T_{prec}^{SALIDA} \quad (3)$$

Suponiendo un valor de la DTT calculamos las temperaturas de saturación a la presión de extracción correspondiente y, mediante el uso de la ecuación que liga ambas variables, calculamos las presiones de extracción.

En el precalentador de mezcla la aplicación de la DTT no tiene sentido y, por ello, se utilizará un método alternativo para su cálculo. En el caso del primer precalentador, la presión de extracción será la correspondiente a la salida, es decir, la presión de condensación. Los valores de DTT supuestos y las presiones de extracción resultantes se recogen en la tabla siguiente:

Precalentador	FWH1	FWH2	FWH3	FWH4	FWH5	FWH6
DTT (°C)	5	3	0.5	No aplica	-1	-5

Tabla 2: Diferencias Terminales de Temperatura para cada precalentador.

Precalentador	FWH1	FWH2	FWH3	FWH4	FWH5	FWH6
Presión de extracción	0,6193	1,989	5,132	11,57	25,05	43,48

Tabla 3: Presiones de extracción de cada precalentador.

A continuación, calcularemos los caudales de vapor de extracción necesarios en cada precalentador, en este caso de izquierda a derecha. Para ello, se realizará un balance de energía en cada equipo como sigue:

$$m_v * (h_{s_{FWH7}} - h_{e_{FWH7}}) = \alpha_1 * (h_{ext_{FWH7}} - h_{ext_{s_{FWH7}}}) \quad (4)$$

$$\alpha_1 * h_{ext_{s_{FWH7}}} + \alpha_2 * h_{ext_{FWH6}} + m_v * h_{e_{FWH6}} = (\alpha_1 + \alpha_2) * h_{ext_{s_{FWH6}}} + m_v * h_{s_{FWH6}} \quad (5)$$

$$(\alpha_1 + \alpha_2) * h_{ext_{s_{FWH6}}} + \alpha_3 * h_{ext_{FWH5}} + (m_v - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) * h_{e_{FWH4}} = m_v * h_{s_{FWH4}} \quad (6)$$

$$\alpha_4 * hext_{FWH3} = (m_v - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) * (hs_{FWH3} - he_{FWH3}) + \alpha_4 * hexts_{FWH3} \quad (7)$$

$$\alpha_4 * hexts_{FWH3} + \alpha_5 * hext_{FWH2} = (m_v - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) * (hs_{FWH2} - he_{FWH2}) + (\alpha_4 + \alpha_5) * hexts_{FWH2} \quad (8)$$

$$(\alpha_4 + \alpha_5) * hexts_{FWH2} + \alpha_6 * hext_{FWH1} = (m_v - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) * (hs_{FWH1} - he_{FWH1}) + \alpha_6 * hexts_{FWH1} \quad (9)$$

Siendo los α_i los caudales de vapor de extracción en cada uno de los precalentadores y m_v el gasto total de vapor que circula por el circuito.

Suponemos el gasto total de vapor igual a la unidad y con ello obtenemos las fracciones en tanto por uno que corresponden a cada uno de los caudales de extracción. Para ello, es necesario el cálculo de las entalpías que aparecen en los balances anteriores.

El significado de dichas entalpías es el siguiente:

hs_i y he_i corresponden a las entalpías de entrada y salida al precalentador de la corriente proveniente del condensado del vapor de salida del cuerpo de baja presión. Dichas entalpías se calculan como líquido saturado a la temperatura de entrada y salida de cada precalentador, obtenidas anteriormente.

$hext_i$ y $hexts_i$ corresponden a las entalpías de entrada y salida del vapor de extracción correspondiente a cada precalentador. La entalpía de entrada se calcula a la presión y temperatura de extracción, obtenidas anteriormente. El valor de la entalpía de extracción de salida se obtiene como el producto entre el Calor Específico a presión constante (C_p) del agua líquida y la temperatura de la corriente de drenaje ($T_{prec}^{DRENAJE}$).

Dicha corriente de drenaje es la situada en la parte inferior de los precalentadores, impulsada en contracorriente respecto a la corriente proveniente del condensador. Las temperaturas de drenaje expuestas se calculan mediante la suposición del llamado Grado de Subenfriamiento del Drenaje (GSD) de forma que, mediante la ecuación posterior, se logre obtener su valor:

$$GSD = T_{prec}^{DRENAJE} - T_{prec}^{ENTRADA} \quad (10)$$

En las tabla expuestas a continuación se recogen los valores supuestos para el GSD en cada precalentador, así como los valores de temperaturas de drenaje y caudales de vapor de extracción obtenidos para cada precalentador.

Precalentador	FWH1	FWH2	FWH3	FWH4	FWH5	FWH6
GSD ($^{\circ}C$)	5	5	5	No aplica	5	5
$T_{prec}^{DRENAJE}$	51,47	86,77	122,1	186,4	194,8	230,1

Tabla 4: Temperaturas de drenaje de cada precalentador para un GSD dado.

Como se puede ver en la tabla anterior, dicho procedimiento de cálculo no es aplicable tanto en el primer precalentador de superficie (condensador del vapor de sellos) como en el precalentador de superficie, donde dicha temperatura de drenaje es la correspondiente al condensado en equilibrio líquido-vapor con la corriente de extracción a dicho precalentador y, por ello, para obtenerla es únicamente necesario conocer la presión interior del precalentador, igual a la presión de extracción de esa corriente y, mediante la ecuación que liga ambas variables, obtener la temperatura asociada.

Precalentador	FWH1	FWH2	FWH3	FWH4	FWH5	FWH6
α_i	0,03502	0,04543	0,0478	0,04333	0,06464	0,08259

Tabla 5: Fracciones de extracción para cada precalentador.

Una vez obtenidos los parámetros característicos en el diseño de los precalentadores, pasaremos a diseñar la parte superior del esquema, dedicada a los diferentes cuerpos de turbina.

Para ello, comenzamos en el punto localizado en la esquina superior izquierda, partiendo de las condiciones de presión y temperatura de vapor vivo elegidas al comienzo del estudio.

En primer lugar, el vapor proveniente de la caldera en las condiciones de P y T descritas anteriormente es conducido hasta la entrada del cuerpo de alta presión (HPT). En el punto de entrada, el fluido ha experimentado un enfriamiento en torno a 2°C y una caída de presión correspondiente al 2%. Dicho vapor es expansionado en la turbina de baja hasta la presión correspondiente a la extracción del precalentador 37. El trabajo específico de la turbina se puede calcular como la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida al equipo.

El punto de entrada queda definido mediante la temperatura y presión de entrada, cuyo cálculo ha sido descrito en este párrafo. El punto de salida queda definido mediante la entalpía de extracción del precalentador correspondiente, ya que entre el punto de extracción superior y el inferior se halla una válvula isoentálpica, cuyo único cometido es disminuir la temperatura y presión de salida de la turbina, manteniendo la entalpía del fluido constante. Dicha válvula produce una caída de presión en torno a un 3% y una disminución de la temperatura del orden de 2°C. Una vez definidos los puntos de entrada y salida, es posible calcular a su vez la relación de expansión de la turbina, así como su rendimiento. Ambos parámetros serán claves a la hora de diseño del cuerpo, es por ello por lo que será interesante su obtención.

El método de obtención de éstos será mediante la utilización de las siguientes igualdades para cada uno de los cuerpos de turbina existentes en el esquema:

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_{is}} \quad (11)$$

$$W_i = (1 - \sum \alpha_i)(h_{e_i} - h_{s_i}) \quad (12)$$

$$R_{expansión,i} = \frac{P_{e_i}}{P_{s_i}} \quad (13)$$

Con $i \in [HPT, IPT7, IPT9, IPT11, LPT13, LPT15, LPT17]$

Siendo:

W_i : trabajo específico desarrollado el cuerpo de turbina correspondiente.

W_{is} : trabajo isentrópico; es el máximo trabajo que se podría obtener en la turbina. Se calcula como la expansión

hasta la presión de salida, manteniendo la entropía constante e igual a la del punto de entrada.

P_{e_i} : Presión de entrada al cuerpo de turbina correspondiente.

P_{s_i} : Presión de salida al cuerpo de turbina correspondiente.

h_{e_i} : Entalpía del fluido en el punto de entrada al cuerpo de turbina correspondiente.

h_{s_i} : Entalpía del fluido en el punto de salida al cuerpo de turbina correspondiente.

$1 - \sum \alpha_i$: gasto másico asociado a cada cuerpo de turbina.

La temperatura de salida del cuerpo de turbina correspondiente se calcula mediante la entalpía y presión de salida de éste.

A continuación del cuerpo de alta, el fluido es llevado al recalentador, donde se calienta hasta la temperatura de vapor vivo. En dicho proceso, el fluido experimenta una caída de presión en torno al 2.5%. Una vez obtenido el vapor recalentado, se conduce hacia la entrada del cuerpo de media presión (LPT). El punto de entrada queda definido mediante la presión de salida del cuerpo de alta presión y la temperatura alcanzada por el vapor en el recalentador. En dicho cuerpo de media presión se llevan a cabo tres extracciones de vapor. Por tanto, para el cálculo del trabajo específico habrá que sumar los trabajos específicos correspondientes a la expansión de la turbina hasta cada una de las 3 presiones de extracción intermedias, de manera análoga al caso del cuerpo de baja presión. Dicho trabajo específico se calculará así para facilitar el posterior cálculo de la potencia, ya que para ello se tendrá que ir minorando el caudal de vapor que pasa por cada una de las secciones de la turbina debido a las extracciones. La temperatura de cada una de las tres secciones del cuerpo de media presión serán iguales a las temperaturas de entrada de las secciones siguientes, ya que se supone despreciable la pérdida de calor entre ellas.

El cálculo del rendimiento, relación de expansión y trabajo específico de cada subsección del cuerpo de media presión se calcula de manera análoga a la descrita para el caso de alta presión.

Una vez que el fluido abandona el cuerpo de media presión se introduce en el cuerpo de baja presión (LPT), en el que se llevan a cabo otras dos extracciones. El cálculo de los parámetros que definen este equipo es análogo a lo descrito en el párrafo anterior.

Así, los resultados obtenidos en materia de trabajos específicos, rendimientos y relaciones de expansión en cada una de las secciones se recoge en la siguiente tabla:

Sección	HPT	IPT-1	IPT-2	IPT-3	LPT-1	LPT-2	LPT-3
Presión de salida(bar)	43,45	25,02	11,54	5,102	1,959	0,5893	0,0734
Temperatura de salida(°C)	322,2	447,1	375,3	303,6	195,4	91,91	38,89
Salto entálpico (KJ/Kg)	351,4	117	136	137,5	209,9	196	260
Relación de expansión	2,916	1,735	2,168	2,262	2,605	3,323	8,029

Tabla 6: Resumen de resultados para cada uno de los cuerpos de turbina.

Una vez obtenidos los valores correspondientes a los trabajos específicos desarrollados por cada uno de los cuerpos de la turbina, procedemos a calcular el gasto de vapor necesario para producir la potencia de diseño neta, es decir, aquella existente aguas abajo del transformador situado a la salida del cuerpo de baja presión y que será objeto posterior de venta. Siguiendo el esquema tipo utilizado durante todo el desarrollo, dicha potencia de diseño será equivalente a unos 150.000 kW o, lo que es lo mismo, 150 MW. Para calcular el gasto de vapor necesario, se igualará dicha potencia de diseño a la suma de las potencias producidas por cada cuerpo de turbina.

Así:

$$\text{Potencia de diseño} = \text{Suma de potencias} \quad (14)$$

$$\text{Suma de potencias} = P_{HPT} + P_{IPT7} + P_{IPT9} + P_{IPT11} + P_{LPT13} + P_{LPT15} + P_{LPT17} \quad (15)$$

Para calcular las potencias producidas en cada cuerpo de turbina, hay que tener en cuenta la disminución del gasto de vapor a través de ellas debido a las numerosas extracciones estudiadas anteriormente. Ello dará lugar a un valor de caudal de vapor necesario mayor que en el caso en el que no se produjeran extracciones. Dichas potencias se calculan mediante las siguientes igualdades:

$$P_{HPT} = m_v * W_{HPT} \quad (16)$$

$$P_{IPT7} = m_v(1 - \alpha_1) * W_{LPT7} \quad (17)$$

$$P_{IPT9} = m_v * (1 - \alpha_1 - \alpha_2) * W_{IPT9} \quad (18)$$

$$P_{IPT11} = m_v * (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) * W_{IPT11} \quad (19)$$

$$P_{LPT13} = m_v * (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4) * W_{LPT13} \quad (20)$$

$$P_{LPT15} = m_v * (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5) * W_{LPT15} \quad (21)$$

$$P_{LPT17} = m_v * (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6) * W_{LPT17} \quad (22)$$

Tras el empleo de las igualdades anteriores, se extrae como resultado un valor de caudal de vapor correspondiente a:

$$m_v = 290 \frac{Kg}{s}$$

La cuantía correspondiente a la potencia de auxiliares de este tipo de plantas suele estar comprendida en un rango entre el 5% y el 6% de la potencia total bruta de la planta. En este caso, si suponemos que dicha potencia de auxiliares es equivalente a un 5.5% de la potencia total producida por la planta, sólo será objeto real de venta posterior el 94,5% de la potencia de diseño, es decir, unos 144 MW.

Un parámetro de suma importancia en las plantas de concentración que operan con sales fundidas es la temperatura de salida de las sales de la caldera. Dicha temperatura en ningún caso debe ser menor a 280°C ya que, si se sitúa por debajo de dicho valor, las sales fundidas se solidifican, dando lugar a problemas de obstrucción y rotura de tuberías. Tal y como se ha expuesto anteriormente, la caldera utilizada en este tipo de plantas consta de tres equipos, economizador, evaporador y sobrecalentador, cada uno de los cuales puede asemejarse a un intercambiador de calor entre dos fluidos a contracorriente. La evolución del fluido en la caldera con recalentamiento (CRC) puede vislumbrarse a partir del siguiente diagrama:

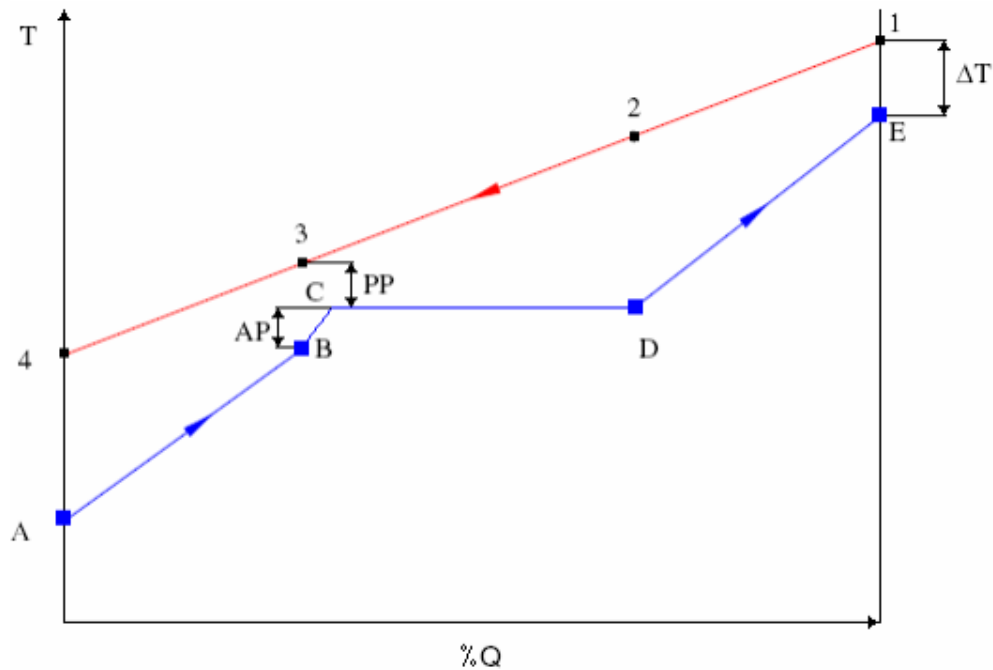


Ilustración 4: Diagrama de energía temperatura de una CRC a una presión determinada.

En la figura se observa la línea recta continua (en color rojo) que representa el enfriamiento de las sales fundidas y, en color azul, la línea que representa el calentamiento del agua. En el diagrama pueden distinguirse claramente las tres secciones de la CRC; la primera, de A a B, corresponde al economizador; la segunda, de C a D, al evaporador; y la tercera, de D a E, al sobrecalentador. Puede observarse que la región de C a D es horizontal debido a que en esta zona se produce la evaporación del agua y, por lo tanto, no hay incremento de temperatura de ésta. Por otra parte, en el mismo diagrama se observan también tres diferencias de temperaturas importantes:

- *Pinch Point (PP)*: Corresponde a la diferencia entre la temperatura de las sales en la salida del evaporador y la del agua a la entrada de éste (diferencia entre el punto C y 3 en el diagrama). Esta diferencia es un parámetro muy importante en el diseño del CRC, ya que cuanto menor sea el pinch point, mayor será el rendimiento del ciclo (mejor aprovechamiento de la energía), pero también mayor será el área de intercambio de calor y, por tanto, el coste.
- *Approach Point (AP)*: Corresponde a la diferencia entre la temperatura del agua que abandona el economizador y la temperatura de saturación a la presión de trabajo (diferencia entre los puntos B y C del diagrama). Esta diferencia de temperaturas es un margen de seguridad para evitar la evaporación en el economizador y, como recomendación, se sugiere que su valor no sea menor a 3 °C, aunque dependerá del nivel de presión que se trate.
- *Diferencia terminal de temperaturas (ΔT)*: Corresponde a la diferencia entre la temperatura del vapor sobrecalentado que abandona la caldera y la temperatura de entrada de las sales a la caldera. Su valor tiene una influencia significativa tanto en el rendimiento como en el coste. Por ese motivo, tanto este parámetro, como el approach point y el pinch point, se considerarán variables de diseño importantes de la CRC.

Una vez analizado el comportamiento de ambos fluidos en el generador de vapor, procedemos a calcular la temperatura de salida de las sales. Para ello, realizaremos dos balances de energía. En el primero, mediante la selección del conjunto sobrecalentador y evaporador como volumen de control, obtenemos la masa de sales necesarias para el intercambio de calor requerido por el proceso para llevar al agua hasta la temperatura de vapor vivo de diseño. El segundo balance será global y, con él, obtendremos la temperatura de salida de las sales buscada. Las ecuaciones que rigen los citados balances se muestran a continuación.

$$m_v * Cp_v * (T_{vv} - T_e^{sales}) = m_{sales} * Cp_{sales} * (T_e^{sales} - T_{int}^{sales}) \quad (23)$$

$$m_v * Cp_v * (T_{vv} - T_e^{vapor}) = m_{sales} * Cp_{sales} * (T_e^{sales} - T_s^{sales}) \quad (24)$$

Con:

$$T_{int}^{sales} = T_{int}^{vapor} + PP \quad (25)$$

Donde la T_{int}^{vapor} corresponde con la temperatura de saturación a la presión de evaporación del fluido.

Para su resolución, será necesario tomar ciertas variables como dato ya sea debido al conocimiento de su valor mediante procedimientos anteriores de resolución o por simple estimación de su valor. Las variables cuyo valor se conoce se muestran en la siguiente tabla:

Variable	m_v	Cp_v	T_{vv}	T_e^{vapor}	Cp_{sales}	T_e^{sales}	PP
Valor	290 kg/s	2,706 KJ/KgK	510 °C	260,4 °C	1,5 KJ/kgK	565°C	5 °C

Tabla 7: Variables necesarias para la obtención de la temperatura de salida de las sales.

En ella se puede observar que la temperatura de entrada del vapor al economizador es equivalente a la temperatura de salida del condensado del último precalentador. Los valores de las capacidades caloríficas de los fluidos (Cp) se han tomado en función del rango de presiones y temperaturas de trabajo en esta planta. La temperatura de entrada de las sales es un parámetro de diseño función del campo solar y por ello, se ha tomado un valor usual para este tipo de plantas. El valor del Pinch Point ha sido elegido a su vez también perteneciente al rango usual para este tipo de configuraciones.

Por último, los resultados obtenidos mediante la aplicación de los balances de energía anteriores se muestran a continuación:

$$m_{sales} = 209,6 \frac{Kg}{s}$$

$$T_s^{sales} = 287,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como conclusión, se puede observar que la temperatura de salida de las sales es mayor del valor crítico y por ello se puede considerar como válido el diseño del ciclo realizado.

5 ANÁLISIS TERMOECONÓMICO

La termoeconomía es una disciplina, perteneciente al ámbito de la Termodinámica, cuya función es analizar en materia económica la viabilidad de un proyecto relacionado con la termodinámica.

Tal y como se ha expuesto anteriormente, el objetivo principal de este proyecto es llevar a cabo una comparación entre plantas de concentración que utilicen vapor y CO₂ supercrítico como fluido de trabajo. Para ello, se llevará a cabo una simulación en el programa de la NREL “System Advisor Model” (SAM), con la cual se podrá estudiar el comportamiento de ambos ciclos, subrayando sus bondades y defectos, y con ello lograr analizar su posible viabilidad económica.

Dicho programa de simulación contiene diversas opciones en cuanto a tipos de plantas de generación de energía se refiere. En nuestro caso, al tratarse de una central solar de concentración con sales fundidas como fluido caloportador, seleccionaremos en la pestaña “File” la opción “CSP power tower molten salt” sobre la que realizaremos la totalidad de la simulación.

5.1 Simulación de una planta que emplea un ciclo Rankine estándar en el Bloque de Potencia

5.1.1 Diseño geométrico y termodinámico del ciclo

Para comenzar nuestro estudio, trataremos de introducir los datos provenientes de nuestro diseño anterior de una planta tipo en el simulador. Con ello pretendemos comprobar la veracidad de los resultados obtenidos mediante el método de diseño simplificado utilizado en el apartado anterior.

En primer lugar, será necesario seleccionar una ubicación para nuestra planta. Para ello, seleccionaremos alguna de las localizaciones disponibles en el programa. Dichas localizaciones están referidas al territorio de Estados Unidos, aunque los resultados obtenidos pueden ser extrapolados a cualquier otro territorio, ya que finalmente obtendremos por realizar la simulación en varias localizaciones, concretamente en 3, de manera que se logre obtener unos resultados representativos del problema. Las plantas solares de concentración necesitan grandes niveles de irradiación para resultar rentables a la hora de su operación.

Por ello, se ha elegido realizar las simulaciones en diferentes ciudades pertenecientes al estado de California, mundialmente conocido por poseer unas condiciones climáticas óptimas para implantar este tipo de tecnología de generación. Tanto es así, que la actual planta de mayor envergadura se encuentra instalada en sus dominios, concretamente en el desierto de Mojave.

El desarrollo pormenorizado de la simulación se realizará para una de las localizaciones elegidas, realizándose de forma análoga en las otras. Finalmente se expondrán los resultados obtenidos en cada una de ellas y posteriormente se llevará a cabo su discusión.

La localización elegida como ejemplo para la exposición pormenorizada del método de simulación será la ciudad de Daggett, situada en el estado de California. Ha sido elegida principalmente por ser una exponente fidedigna de las condiciones climáticas referidas a la disposición Sur. En ella, las condiciones de irradiación serán altas, lo influirá en los resultados posteriores. Dicha localización será introducida en el simulador en la pestaña “Location and Resource”, siendo únicamente necesaria su selección entre la lista de localizaciones posibles, puesto que el simulador contiene todos los datos referentes a sus condiciones climáticas y de situación en cuanto a latitud y longitud se refiere.

A continuación, realizaremos un esquema simplificado de la planta a diseñar. Para ello, en la pestaña “System Design” introduciremos algunos datos concretos de nuestra planta. Las variables que no sean nombradas a continuación mantendrán los valores que por defecto el programa les imputa. Como ya se ha visto, la localización elegida posee una alta irradiación. Dicha irradiación se plasma mediante la DNI, correspondiente a la componente normal de la radiación incidente. Un valor usual de este parámetro sin resultar extremadamente optimista para lugares con buena irradiación sería 950W/m^2 .

Debido a la alta irradiación disponible en la localización sureña elegida, la variable DNI en nuestro caso tomará el valor equivalente expuesto anteriormente, es decir, 950 W/m^2 . El Múltiplo Solar “Solar Multiple” es un parámetro relacionado con el sobredimensionado del campo de heliostatos, tal y como se ha expuesto anteriormente. En primera aproximación, se supondrá un valor de 2,4 a dicho parámetro, siendo posible su modificación posterior y el consiguiente estudio acerca de los resultados obtenidos para diferentes valores de éste y con ello evaluar cómo influye dicho parámetro en términos económicos. En la parte de la pestaña dedicada al Ciclo de Potencia “Power Cycle”, introduciremos algunos parámetros característicos para su definición. Entre ellos, la Potencia Bruta de diseño “Design turbine gross output” será la supuesta para el diseño simplificado, es decir, 150 MW. El rendimiento estimado de conversión de potencia bruta a neta “Estimated gross to net conversion factor” será de 94.5%, ya que así imputamos la pérdida de potencia útil debido a los equipos auxiliares, tal y como realizamos en el apartado de diseño simplificado.

Respecto al rendimiento térmico del ciclo “Cycle thermal efficiency”, éste tomará un valor inicial de 41% y será objeto de posterior cambio y evaluación de resultados obtenidos de manera similar al caso del Múltiplo Solar. Respecto a las temperaturas de entrada y salida de las sales, éstas tomarán los valores obtenidos en el apartado anterior, siendo éstas $565\text{ }^\circ\text{C}$ y $287\text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente. Se supondrá de manera adicional al diseño simplificado que la planta contiene un sistema de almacenamiento con capacidad para 10 h de funcionamiento y, con ello, acercarnos más al diseño de una planta actual de estas características.

El siguiente paso será optimizar el campo de heliostatos para las condiciones de la planta impuestas. Para ello, solo será necesario seleccionar la opción “Optimize solar field geometry” incluida en la pestaña “Heliostat Field”. Con ello, se conseguirá la geometría del campo solar óptima para nuestro diseño. Dicha configuración óptima obtenida se muestra en la siguiente imagen:

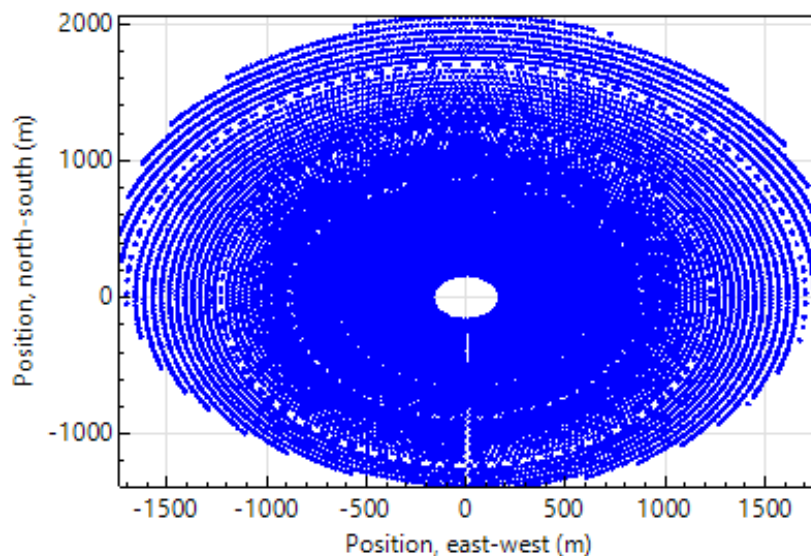


Ilustración 5: Geometría óptima del campo solar

Como podemos ver, se trata de un campo solar con configuración circular.

A continuación, se procederá a diseñar con mayor detalle el ciclo de potencia a utilizar. Para ello, introduciremos los datos necesarios en la pestaña “Power Cycle”. En ella, vemos que no es posible introducir todas las variables utilizadas en el diseño preliminar. En concreto, el bloque destinado a los precalentadores y sus extracciones queda fuera del diseño. El simulador lo optimizará una vez introducidas las variables requeridas siguiendo un método diferente al utilizado en el apartado de diseño simplificado preliminar. Ello hace patente que existan ligeras diferencias entre los resultados obtenidos mediante el empleo del programa EES y el programa SAM.

Introducimos el valor de la presión de vapor vivo “Boiler operating pressure” elegida para nuestra planta, en este caso 126,7 bar. La presión de condensación “Condenser pressure ratio” tomará el valor de 0,1034 bar, semejante al caso del diseño preliminar. El valor de la temperatura ambiente de diseño “Ambient temperature at design” se tomará en principio igual a 45 °C. Dicho valor, al igual que en el caso de otras variables mencionadas anteriormente, será objeto de cambio y estudio posterior.

5.1.2 Parámetros financieros

Una vez elegidas las variables referidas al diseño termodinámico del ciclo, pasamos a definir los parámetros económicos y financieros que influyen en el proyecto. Dichos parámetros serán:

- Valor Presente Neto (VPN): indicador de rentabilidad que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. Para que una inversión sea rentable, el VPN debe ser positivo. Dicha inversión será tanto más rentable cuanto mayor sea el valor de dicho indicador.
- Tasa Interna de Retorno (TIR): es el promedio anual de los rendimientos generados por una inversión en un número específico de años desde que se realiza la inversión. Es la tasa de descuento que anula al VPN. Se utiliza como indicador de rentabilidad de un proyecto; a mayor TIR, mayor rentabilidad.
- Plazo de recuperación o “Pay Back” (PB): hace referencia al número de años que deben pasar para recuperar la cuantía de la inversión inicial. Es un criterio para medir la liquidez del proyecto. Cuanto mayor sea el plazo de recuperación, mayor riesgo tendrá la inversión y por tanto también será menor la liquidez.
- Inflación: es el aumento generalizado y sostenido del nivel de precios existentes en el mercado durante un período de tiempo, cuando el nivel general de precios aumenta. Es decir, que la inflación refleja la disminución del poder adquisitivo de la moneda: una pérdida del valor real del medio interno de intercambio y unidad de medida de una economía.
- Periodo de análisis: es el periodo de tiempo para el cual se llevará a cabo el análisis económico. Suele coincidir con la vida útil de la planta.

En nuestro caso, la Tasa Interna de Retorno “IRR target” tomará un valor del 11%. Por otro lado, elegiremos una tasa de inflación “Inflation rate” equivalente a 2,5%. Para elegir el Período de Análisis “Analysis Period”, nos fijaremos en la vida media de este tipo de plantas. Por ello, el valor elegido será 30 años. Cabe señalar que los valores del Valor Presente Neto y el Plazo de Recuperación se obtendrán como resultado de nuestro diseño tras la simulación de éste.

5.1.3 Simulación y resultados obtenidos

Una vez elegidos todos los valores que tomarán las variables que influyen en nuestro proyecto, procedemos a su simulación. Tras elegir la pestaña “Simulate” situada en la esquina inferior izquierda del panel de control del programa, obtendremos los resultados asociados a nuestro diseño de la planta en cuestión.

El resumen de los resultados obtenidos, que se muestran en la tabla situada debajo de estas líneas, serán analizados a continuación.

Metric	Value
Annual energy (year 1)	565,798,976 kWh
Capacity factor (year 1)	47.8%
Annual Water Usage	123,864 m ³
PPA price (year 1)	12.23 ¢/kWh
PPA price escalation	1.00 %/year
Levelized PPA price (nominal)	14.79 ¢/kWh
Levelized PPA price (real)	11.31 ¢/kWh
Levelized COE (nominal)	13.20 ¢/kWh
Levelized COE (real)	10.10 ¢/kWh
Net present value	\$99,924,976
Internal rate of return (IRR)	11.00 %
Year IRR is achieved	6
IRR at end of project	14.11 %
Net capital cost	\$959,682,816
Equity	\$468,654,752
Size of debt	\$491,028,064

Ilustración 6: Resumen de resultados para el ciclo estándar en Daggett (USA)

La energía anual producida durante el primer año de operación de la planta asciende hasta un valor aproximado de 566 MWh, valor que se mantendrá constante durante todos los años de operación de la planta. En la gráfica mostrada a continuación se puede ver cómo, efectivamente, dicho valor se mantiene aproximadamente constante en el tiempo salvo ligeras variaciones. A su vez, en la figura 7, observamos gran diferencia existente en la producción de energía entre los meses de invierno y verano. Tomando como ejemplo los meses de enero y agosto, representados en gris y azul en la gráfica respectivamente, vemos que la producción de energía en verano es muy superior a la del invierno.

Dicho resultado era de esperar puesto que en verano se producen muchas más horas de luz y días despejados que en invierno. Aun así, observamos que, salvando las distancias respecto al valor cuantitativo, ambas producciones siguen la línea cualitativa de la producción anual; es decir, para cada mes dicha producción es aproximadamente constante.

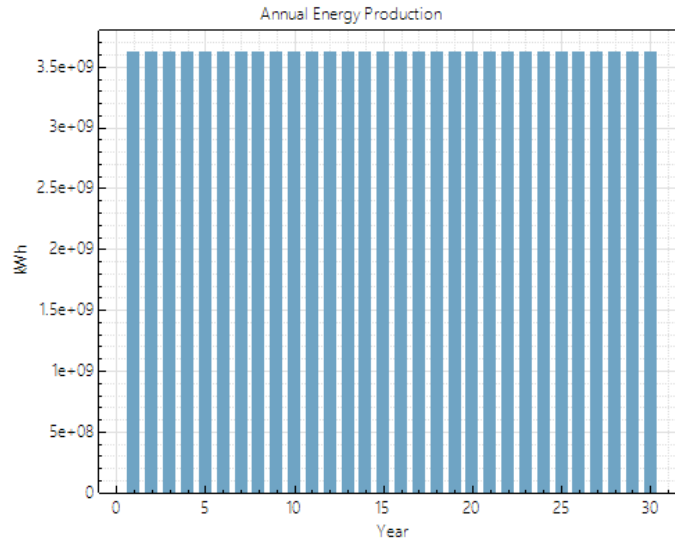


Ilustración 7: Producción de energía anual en Daggett (USA)

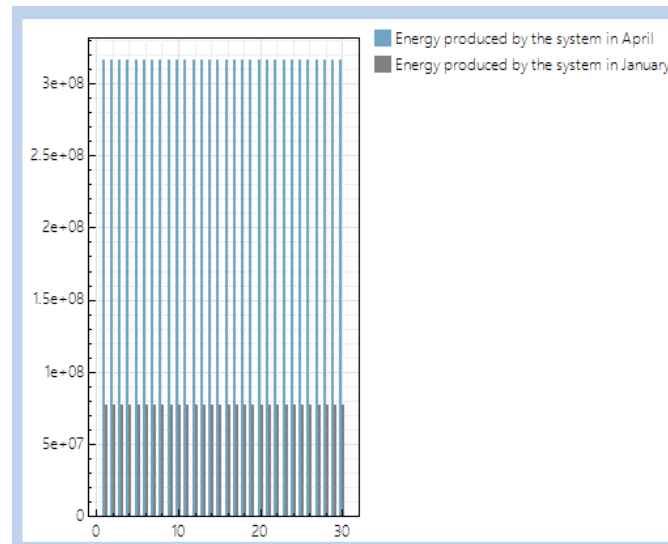


Ilustración 8: Producción de energía durante un mes representativo de invierno y verano.

En términos generales, un PPA (en sus siglas del inglés “Power Purchase Agreement”) es un contrato entre un consumidor y un productor de energía (de cualquier índole), entre un productor y un comercializador, o entre comercializadores entre sí para comprar electricidad a un precio prefijado, en unas condiciones acordadas y para un periodo de tiempo establecido previamente.

El valor del “PPA Price” hace referencia al valor acordado de venta de la energía producida. Dicho valor, al igual que ocurre con el coste de producción de la energía, están influidos en gran medida por diferentes variables que hace que sea imposible realizar comparaciones de éstos para diferentes tecnologías de generación. La generación de electricidad puede obtenerse de diferentes fuentes energéticas y en función de la aplicación de diferentes tecnologías con una misma fuente energética. Esto conlleva la necesidad de utilizar indicadores específicos para realizar un análisis comparativo y medir con ello las ventajas económicas de una fuente energética con respecto a otra. Por ello, se utilizan los valores nivelados. En el caso del coste de producción de la energía, se utiliza el llamado “Levelized Cost of Energy” (LCOE).

Dicho indicador corresponde con la valoración económica del costo del sistema de generación de electricidad que incluye todos los costos a lo largo de la vida útil del proyecto: la inversión inicial, operación y mantenimiento, el costo de combustible, costo de capital, etc. Tanto el PPA como el LCOE pueden ser nominales o reales; difiriendo estos últimos respecto a los primeros en la aplicación de un factor de disminución debido a la inflación. Suelen emplearse los parámetros reales, ya que con ellos podemos obtener los resultados objetivos del proyecto.

La diferencia entre el PPA y el LCOE en términos reales da una idea del beneficio adquirido. Si multiplicamos dicha diferencia por la energía anual, obtenemos el margen anual bruto. Si realizamos dicha multiplicación para cada uno de los 30 años de operación de la planta, obtendremos el margen total bruto del proyecto. Para la obtención del margen total neto solo será necesario restar el coste de capital asociado a la construcción de la planta y los costes asociados a su mantenimiento. Para nuestra planta, el margen total bruto ascenderá a 205,4 millones de dólares y el margen total neto corresponderá a unos 204,2 millones de dólares.

Respecto al Valor Presente Neto, vemos que éste es positivo y su valor asciende hasta aproximadamente 100 millones de dólares. Para sacar conclusiones más precisas necesitaremos comparar con otros proyectos y así valorar cuál de ellos resulta más rentable. En cuanto a la Tasa Interna de Retorno, vemos que ésta se alcanza en el año 6 por lo que, al ser la vida útil del proyecto 30 años, existirán 24 años en los que se generarán beneficios en su totalidad. La tasa al final del proyecto es de un 14,11% y, al ser mayor a la impuesta de un 11%, podemos afirmar que dicho proyecto resulta rentable. El análisis de los flujos de caja anuales durante la vida útil del proyecto se muestra en la figura siguiente.

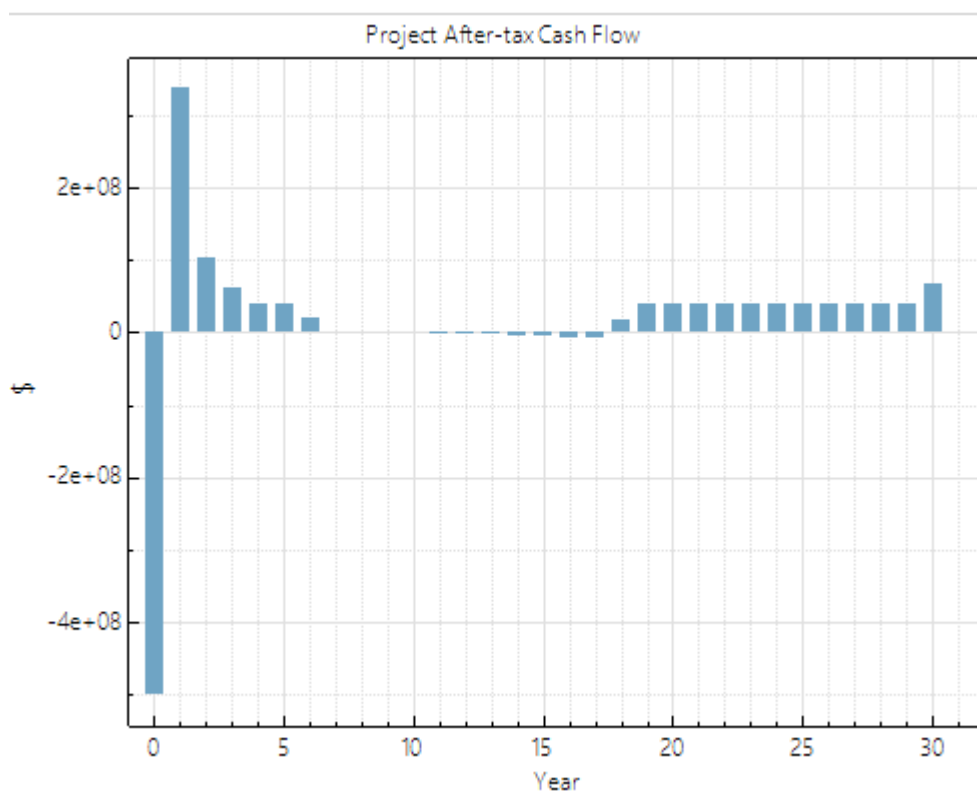


Ilustración 9: Representación de los flujos de caja durante la vida útil del proyecto.

En dicha figura podemos observar que, como en la mayoría de los proyectos, el año 0 o año de construcción sólo genera pérdidas, en su mayoría debidas al elevado coste de capital generado. A partir del segundo año, la planta comienza a generar grandes beneficios debido a que el coste de mantenimiento asociado es prácticamente nulo y por ello el margen debido a la venta de electricidad se traduce en su mayoría en beneficio directo de explotación de la planta. La magnitud de dicho beneficio va disminuyendo conforme pasan los años debido a un aumento de costes de mantenimiento asociados.

A partir del año 7 vemos que el beneficio generado se hace despreciable e incluso llega a ser negativo, como consecuencia de la necesidad de amortizar el crédito bancario necesario para la construcción de la central.

Esto ocurre así hasta aproximadamente el año 18, donde el beneficio empieza a crecer, todo ello motivado por las amortizaciones asociadas.

Aunque a simple vista pueda parecer que el capital se recupera antes de los 20 años debido a que la mayoría de las barras están situadas en la parte positiva del eje, lo cierto es que dichas barras tienen una magnitud muy inferior a la del año 0. Es por ello por lo que el conocimiento del período de recuperación mediante el análisis del VAN y la TIR es tan importante.

Por último, cabe señalar que dicha figura muestra los flujos de caja tras la aplicación de los impuestos pertinentes, lo que simplifica la visión real del problema.

En cuanto al rendimiento medio del ciclo de potencia, éste se sitúa en el rango correspondiente desde un 30% hasta un 45 %, lo que supone unos valores usuales entre los bloques de potencia existentes actualmente en la mayoría de las plantas de generación de electricidad pertenecientes a la disciplina estudiada en este proyecto. El rendimiento de este tipo de plantas difiere en función de la estación del año a la que se refiera, siendo casi un 50% en verano y de en torno a un 20 % durante los meses de invierno. Ello es así debido a que en invierno la energía solar disponible disminuye y no es posible alcanzar las condiciones nominales de operación de la central (temperatura de vapor vivo y grado de carga) salvo en periodos de tiempo relativamente cortos; durante la mayor parte del tiempo, la central opera en condiciones de carga parcial. Todo ello puede observarse en las figuras mostradas a continuación.

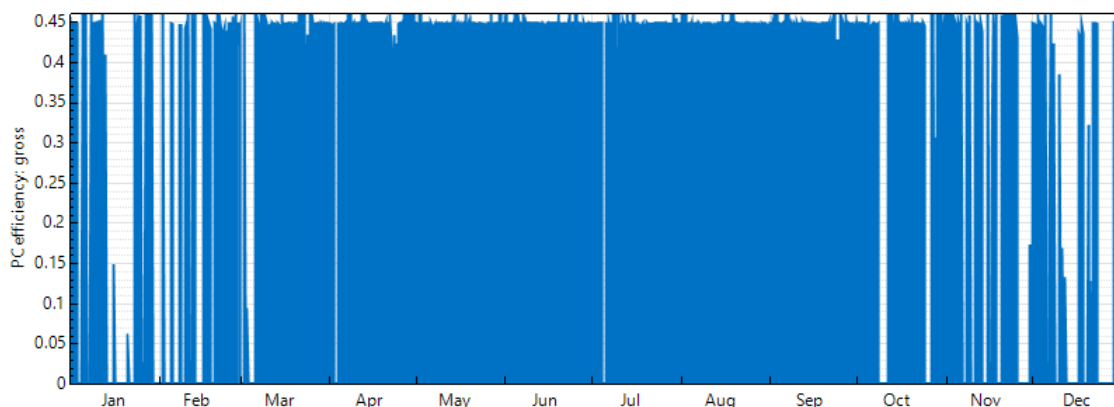


Ilustración 10: Rendimiento del bloque de potencia durante un año de explotación.

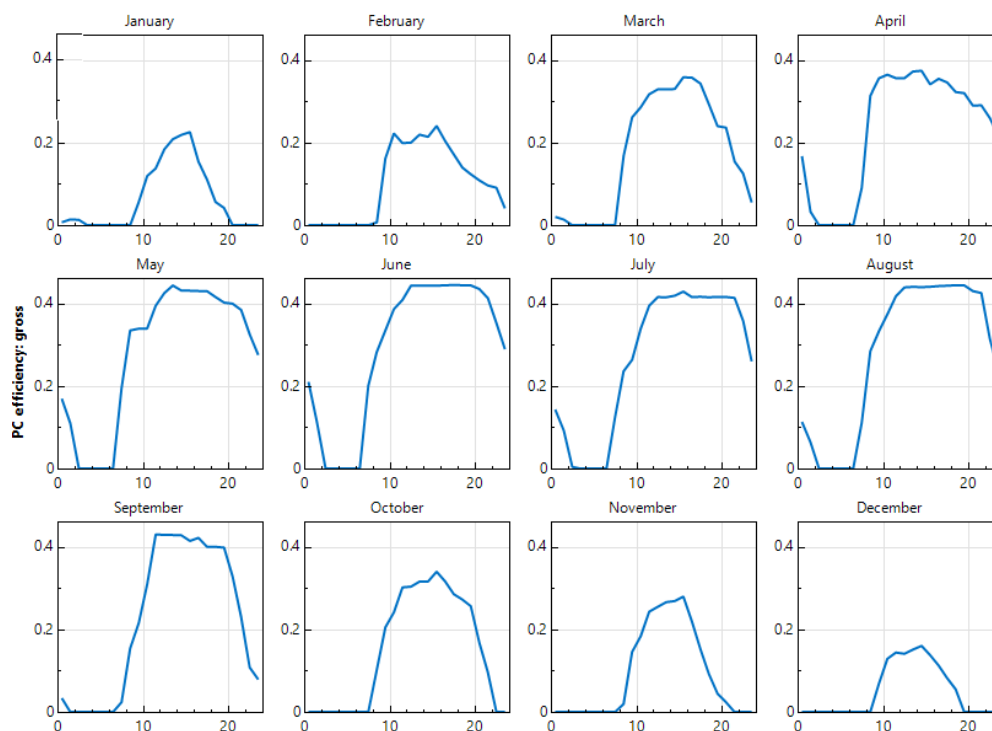


Ilustración 11: Rendimiento del bloque de potencia durante los meses del año.

5.2 Simulación de una planta que emplea un ciclo con CO₂ supercrítico estándar en el Bloque de Potencia

5.2.1 Simulación para la ubicación inicial

A continuación, realizaremos la simulación correspondiente a la planta objeto de estudio con la particularidad de que, esta vez, el fluido de trabajo utilizado en el bloque de potencia es CO₂ en estado supercrítico en lugar de vapor como en el caso anterior. Se tratará en la realidad de un ciclo Brayton modificado para trabajar con este tipo de sustancias.

Los fluidos supercríticos poseen propiedades entre las de un gas y las de un líquido. En concreto, la densidad es muy elevada y ello permite disminuir en gran medida la sección de paso de las turbinas, lo que hace que el bloque de potencia sea mucho más compacto que los utilizados actualmente en los ciclos de vapor convencionales. Debido a sus grandes variaciones en cuanto a la densidad y el calor específico a lo largo del bloque, la energía extraída en la turbina es muy superior a la consumida en el proceso de compresión. Para que el Dióxido de Carbono se encuentre en estado supercrítico son necesarias unas condiciones correspondientes a una presión mayor o igual a 73 bar y una temperatura mayor o igual a 32°C, ambas no demasiado elevadas y fácilmente alcanzables actualmente. Como ventajas adicionales encontramos que el CO₂ en este estado no es tóxico ni inflamable, lo que facilita su utilización.

Para dicha simulación, realizaremos los mismos pasos descritos en el apartado anterior hasta llegar a la pestaña de ciclo de potencia o “Power Cycle”. En ella elegiremos los valores de los parámetros característicos más importantes para su diseño. Para una comparación objetiva, los valores de las temperaturas de las sales y ambiente deben tener el mismo valor que en el caso del ciclo de vapor. A su vez, el rendimiento térmico del ciclo se elegirá en primera aproximación igual al del caso anterior; siendo un parámetro sujeto a variación debido a que los ciclos que emplean CO₂ en estado supercrítico como fluido de trabajo pueden alcanzar rendimientos mayores que el caso del ciclo de vapor convencional.

Debido a la mayor compacidad de los equipos empleados en este ciclo, los rendimientos de éstos serán mayores, eligiendo para la turbina y el compresor unos valores correspondientes a 0,9 y 0,89 respectivamente, ambos valores pertenecientes al rango convencional en este tipo de plantas.

Los valores elegidos para los parámetros financieros se mantendrán iguales al caso anterior para poder realizar una comparación consistente.

Tras dicha simulación, se realizará otra similar en la que se incrementarán las temperaturas alcanzable por las sales para comprobar cómo influye en el rendimiento. Para ello, será necesario cambiar el tipo de sales utilizadas ya que las estándar no son capaces de alcanzar temperaturas mayores a las supuestas.

A continuación, se muestra la tabla resumen de resultados correspondientes al caso inicial de CO₂ supercrítico:

Metric	Value
Annual energy (year 1)	519,288,384 kWh
Capacity factor (year 1)	43.9%
Annual Water Usage	71,520 m ³
PPA price (year 1)	13.53 ¢/kWh
PPA price escalation	1.00 %/year
Levelized PPA price (nominal)	16.08 ¢/kWh
Levelized PPA price (real)	12.30 ¢/kWh
Levelized COE (nominal)	14.35 ¢/kWh
Levelized COE (real)	10.97 ¢/kWh
Net present value	\$99,967,368
Internal rate of return (IRR)	11.00 %
Year IRR is achieved	6
IRR at end of project	14.11 %
Net capital cost	\$959,589,632
Equity	\$468,626,432
Size of debt	\$490,963,200

Ilustración 12: Resumen de resultados para el caso del CO₂ supercrítico en Daggett

En este caso, si comparamos la producción anual de energía en el caso del ciclo de CO₂ y del de vapor, vemos que en el primer caso la cantidad conseguida es algo menor ya que en el ciclo Rankine convencional se obtenían unos 665 GWh frente a los aproximadamente 519 GWh que conseguimos con el nuevo ciclo.

Realizando una inversión en cuanto a colores se refiere, representaremos la energía producida durante un mes de invierno y uno de verano. Dicha representación queda recogida en la ilustración 13. En ella, podemos observar que sigue la línea del caso anterior ya que, como también ocurría en él, las producciones son prácticamente constantes durante cada mes, pero a su vez muy diferentes entre meses de verano y de invierno.

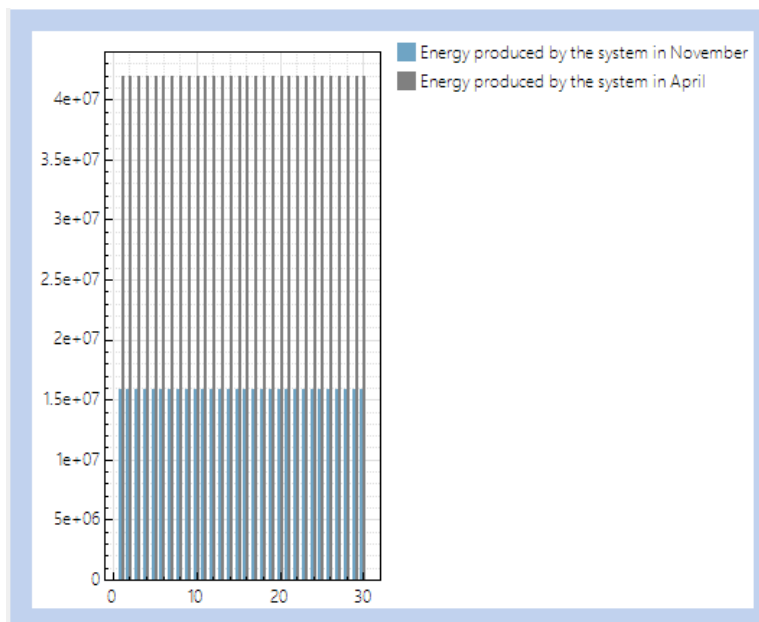


Ilustración 13: Producción anual en un mes de invierno y verano.

En el caso del consumo anual de agua o “Annual Water Usage”, como era de esperar, al no utilizar vapor en el bloque de potencia sino simplemente en procesos de refrigeración y limpieza de la planta, dicho parámetro disminuye en gran medida en el caso del ciclo de CO₂ supercrítico. Dicho valor disminuye desde los 123864 m³ en el caso inicial hasta los 71520 m³ en el caso actual. A pesar de no parecer una gran diferencia, lo cierto es que la disminución experimentada supondrá un gran ahorro durante la utilización de la planta, normalmente comprendido entre un 2% y un 3 % del presupuesto anual para su explotación.

Respecto a la venta de la electricidad generada, el PPA nivelado asociado a este diseño es algo mayor al del caso anterior, siendo éstos correspondientes a 12,30 y 11,31 céntimos por Kilowatio-hora respectivamente. Dicho aumento en el precio de venta es debido a que el coste de generación también experimenta una ligera subida, pasado de 10,10 céntimos por Kilowatio-hora en el ciclo convencional hasta los 10,97 céntimos por Kilowatio-hora en el caso actual.

En cuanto al margen bruto, si realizamos el mismo cálculo que en el caso del ciclo Rankine convencional, obtenemos que el margen bruto corresponderá a 207,2 millones de dólares y el margen neto, fruto de la sustracción del valor del coste de capital, corresponderá a 206,4 millones de dólares. Dichos valores son algo mayores que en el caso inicial pero no lo suficiente como para obtener una ventaja clara asociada a esta variante de ciclo.

Respecto al Valor Presente Neto, vemos que éste es positivo y su valor asciende hasta aproximadamente 100 millones de dólares. Comparando con el caso inicial, vemos que dicho valor es mayor en el ciclo supercrítico por lo que, en primera instancia, se puede considerar más rentable a dicho proyecto.

En cuanto a la Tasa Interna de Retorno, vemos que ésta se alcanza en el año 6 por lo que, al ser la vida útil del proyecto 30 años, existirán 24 años en los que se generarán beneficios en su totalidad. La tasa al final del proyecto es de un 14,11%, algo mayor a la del caso inicial y, al ser también mayor a la impuesta de un 11%, podemos afirmar que dicho proyecto resulta rentable y en puntidad más rentable que el ciclo convencional. El análisis de los flujos de caja anuales durante la vida útil del proyecto se muestra en la figura siguiente.

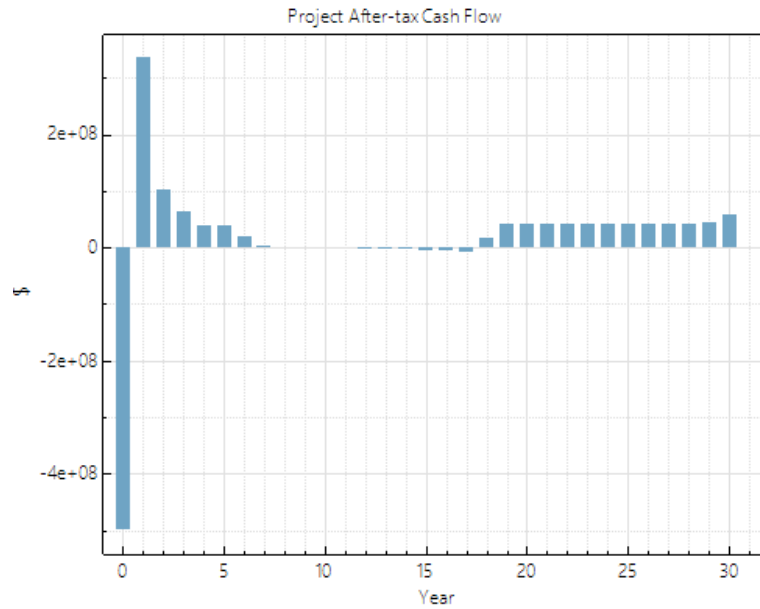


Ilustración 14: Flujos de caja del ciclo supercrítico.

Dichos flujos de caja tienen una forma muy parecida al caso del ciclo convencional, lo que era de esperar debido a la mínima diferencia en cuanto a márgenes de proyecto se refiere.

En cuanto al rendimiento, es también similar en ambos procesos, siendo algo mayor en el caso actual. El rendimiento de este tipo de plantas difiere en función de la estación del año a la que se refiera, siendo casi un 50% en verano y de en torno a un 20 % durante los meses de invierno. Todo ello puede observarse en las figuras mostradas a continuación.

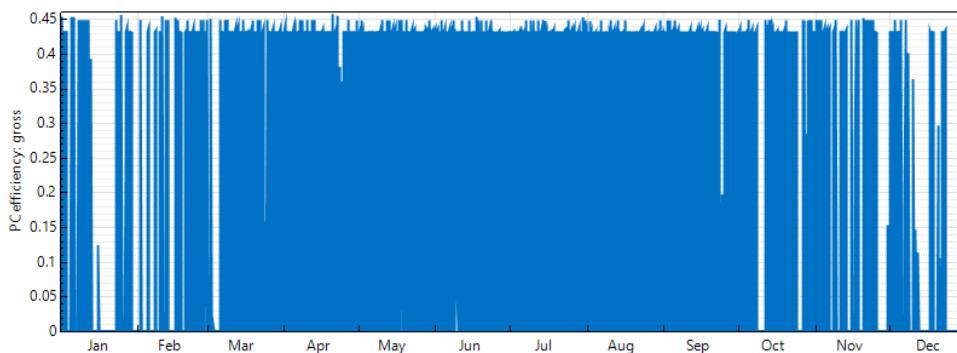


Ilustración 15: Rendimiento del ciclo de potencia supercrítico durante un año de explotación.

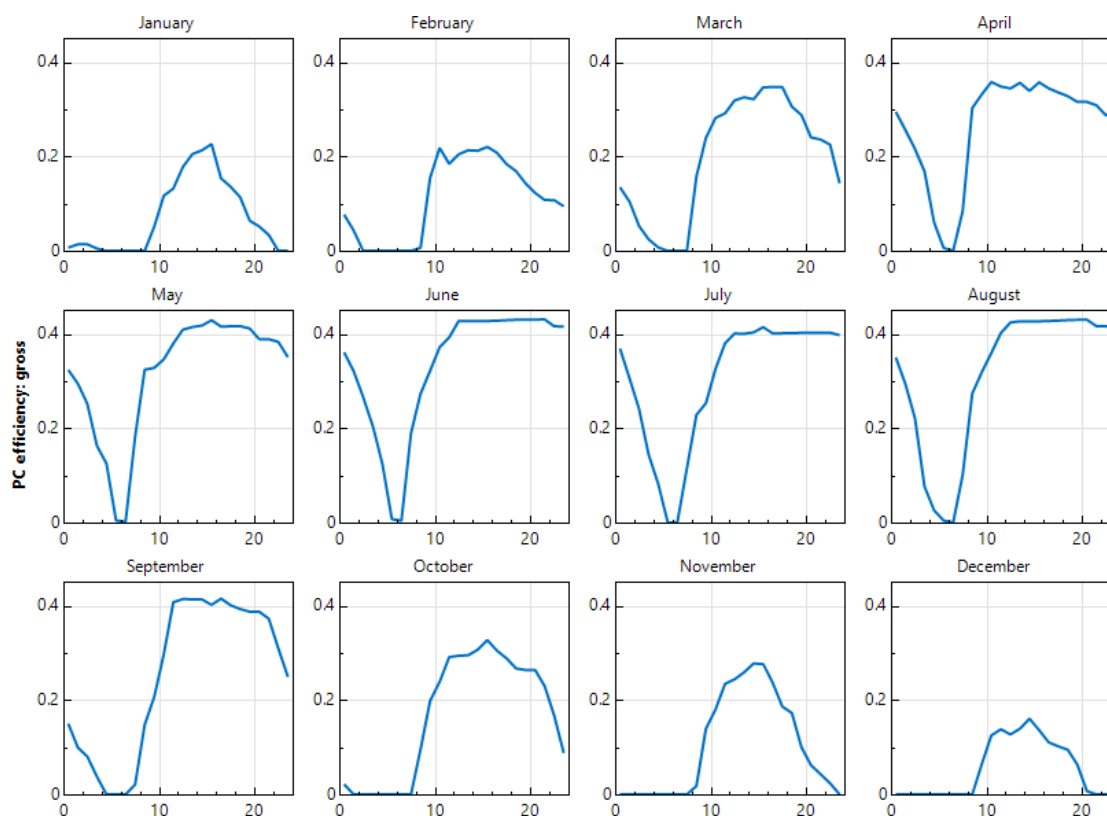


Ilustración 16: Rendimientos del bloque de potencia para cada uno de los meses del año.

En la última figura podemos observar cómo el rendimiento es algo mayor en el caso supercrítico incluso en los meses de invierno, lo que supone una ventaja extra a la hora de la selección de este tipo de fluido para el bloque de potencia.

Todos los resultados anteriores son correspondientes a la selección de las sales estándar como fluido caloportador. Se ha elegido así ya que son las utilizadas en el ciclo de vapor convencional. Una ventaja aún no estudiada del CO₂ supercrítico es la posibilidad de alcanzar temperaturas mayores al vapor y con ello, lograr mayores rendimientos. Para ello, es necesario el empleo de un fluido caloportador que a su vez pueda soportar temperaturas mayores y con ello favorecer la transferencia de calor al fluido de trabajo. Las sales convencionales, cuya composición es 60% NaNO₃ y 40% KNO₃, se degradan a temperaturas superiores a los 570 °C aproximadamente. Sin embargo, existen otro tipo de sales, cuya composición es 46.5%LiF 11.5%NaF y 42% KF, que aguantan temperaturas cercanas a los 800 °C.

A continuación, realizaremos una simulación similar a la realizada en las líneas anteriores, pero cambiando el fluido caloportador y eligiendo los valores de temperaturas caliente y fría de dicho fluido 750°C y 480°C respectivamente. Con ello, el rendimiento térmico se situará en torno al 50%, un gran aumento respecto del 42% conseguido mediante las simulaciones anteriores.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

Metric	Value
Annual energy (year 1)	617,097,664 kWh
Capacity factor (year 1)	52.2%
Annual Water Usage	71,520 m ³
PPA price (year 1)	11.31 ¢/kWh
PPA price escalation	1.00 %/year
Levelized PPA price (nominal)	13.60 ¢/kWh
Levelized PPA price (real)	10.40 ¢/kWh
Levelized COE (nominal)	12.14 ¢/kWh
Levelized COE (real)	9.29 ¢/kWh
Net present value	\$99,878,216
Internal rate of return (IRR)	11.00 %
Year IRR is achieved	6
IRR at end of project	14.11 %
Net capital cost	\$959,785,536
Equity	\$468,685,984
Size of debt	\$491,099,584

Ilustración 17: Tabla resumen de resultados del ciclo supercrítico con nuevas sales.

Comparando con el caso de las sales estándar, vemos que la producción anual de energía se eleva, pasando de los 520 GWh a los 617 GWh actuales. En cuanto al consumo de agua, éste se mantiene constante; lo que era de esperar dado que el único cambio que ha experimentado la planta es referente al fluido caloportador y no al bloque de potencia, manteniendo a su vez constante el tamaño del campo solar.

Por otro lado, el coste nivelado de la energía o LCOE pasa desde los 10,97 hasta los 9,29 céntimos por kilovatio-hora, suponiendo una disminución importante. A su vez, el precio de venta de la energía o PPA también disminuye desde los 12,30 hasta los 10,40 céntimos por kWh. El coste de capital es algo superior respecto al caso anterior, pero la diferencia no es tan alta como para desechar esta modalidad.

Los márgenes bruto y neto de esta variante se sitúan en 205,7 y 204,6 millones de dólares respectivamente. Comparados con el caso estándar, son algo mayores. Sin embargo, la mayor ventaja en el empleo de este ciclo se encuentra en los costes, que, comparado con el ciclo estándar, son. Por tanto, el empleo del ciclo supercrítico a alta temperatura mediante la utilización de las nuevas sales tiene como ventaja la minimización de los costes, hecho que motiva la implantación futura de esta tipología.

Respecto al Valor Presente Neto; es algo menor al caso estándar, pero, al no ser esa diferencia entre ambos muy grande y viendo que la Tasa Interna de Retorno para ambos es 14,11%, no debe rechazarse el proyecto ya que ciertas ventajas como el aumento de rendimiento pueden compensar la pequeña disminución de los parámetros descritos anteriormente.

El aumento esperado en el rendimiento del bloque se puede ver en la siguiente figura, donde podemos observar cómo el rendimiento medio del ciclo de potencia se sitúa por encima del 50% frente al 43% obtenido con las sales estándar. Para que se vea más claro, en la figuras 19 y 20 se enfrentarán los perfiles de rendimiento para un mes de verano y de invierno para ambos tipos de fluidos caloportadores, viendo claramente como éste aumenta con el empleo de las nuevas sales.

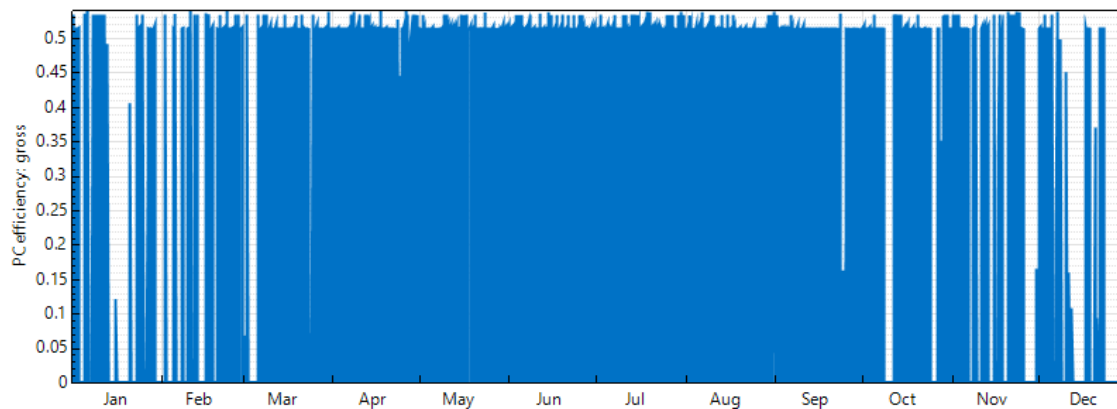


Ilustración 18: Rendimiento del ciclo durante un año de explotación con las nuevas sales fundidas

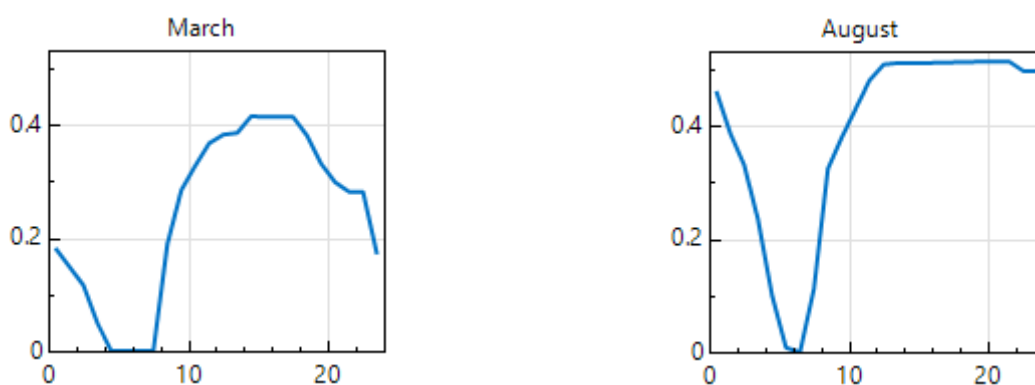


Ilustración 19: Rendimiento para las nuevas sales

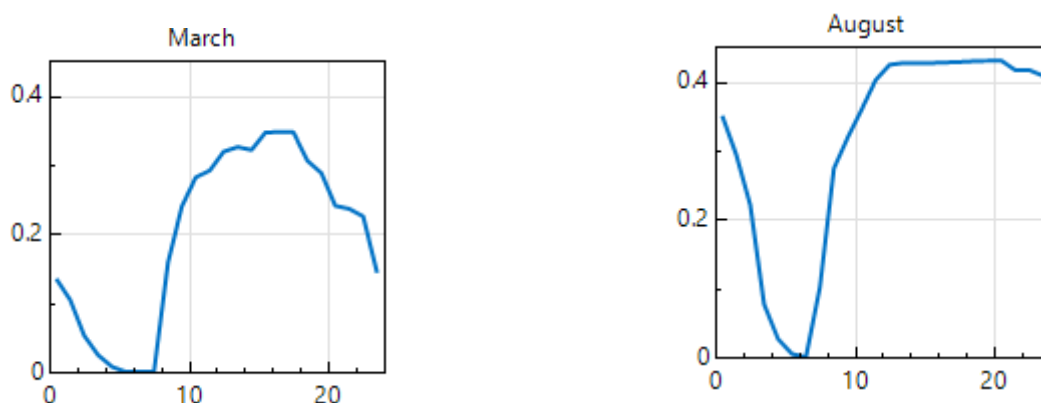


Ilustración 20: Rendimiento para las sales estándar

Aunque el rendimiento para las nuevas sales respecto a las anteriores aumenta en ambos casos, lo cierto es que dicho aumento es mucho mayor en invierno ya que, como podemos ver en las imágenes superiores, para el mes de marzo el rendimiento pasa de estar en torno al 31% a estar en el entorno del 40%.

5.2.2 Simulación y resultados para varias localizaciones adicionales

Una vez obtenidos los resultados correspondientes a las simulaciones del ciclo de vapor tradicional y el ciclo de CO₂ supercrítico para la localización sureña, se procederá a realizar simulaciones similares para las ciudades del centro y norte de USA elegidas con el objeto de analizar y comparar los resultados obtenidos, siendo el enfoque principal de este estudio determinar las bondades y desventajas del ciclo supercrítico en dichas localizaciones para así determinar los lugares donde la aplicación de esta nueva tecnología resultaría más rentable.

En primer lugar, los principales resultados obtenidos de la simulación en Daggett se recogen en la tabla siguiente:

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (M\$)
Rankine	566	11,31	10,10	123864	205

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Rankine	100	14,11	6	960	42

Tabla 8:Resumen de resultados para el ciclo de Rankine en Daggett (USA).

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (M\$)
Supercrítico	520	12,30	10,97	71520	207

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Supercrítico	100	14,11	6	960	44

Tabla 9:Resumen de resultados para el ciclo supercrítico estándar en Daggett (USA).

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (M\$)
Supercrítico con sales no estándar	660	9,75	8,71	71520	206

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Supercrítico con sales no estándar	100	14,10	6	960	50

Tabla 10: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico con sales no estándar en Daggett (USA).

Dichas tablas serán muy útiles a la hora de comparar los resultados con los obtenidos en las simulaciones realizadas a continuación. Dichas simulaciones tendrán lugar para la ciudad de Edwards y la ciudad de China Lake.

La forma de proseguir será equivalente; los parámetros del ciclo utilizado serán los mismos que para el caso inicial. Con ello, se obtendrán los resultados correspondientes a ambas simulaciones para ambas tipologías de ciclos, estándar y supercrítico, y a continuación se resumirán en tablas equivalentes a las situadas encima de estas líneas.

Así, los resultados obtenidos para el caso de Edwards serán:

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (M\$)
Rankine	501	12,74	11,37	117224	206

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Rankine	100	14,11	6	960	42

Tabla 11: Resumen de resultados para el ciclo Rankine en Edwards (USA).

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (M\$)
Supercrítico	470	13,54	12,08	71520	206

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Supercrítico	100	14,12	6	960	44

Tabla 12: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico estándar en Edwards (USA).

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (M\$)
Supercrítico con sales no estándar	575	11,13	9,94	71520	205

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Supercrítico con sales no estándar	100	14,11	6	960	48

Tabla 13: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico de sales no estándar en Edwards (USA).

Tal y como ocurre en el primer caso, la producción anual del ciclo Rankine estándar es superior a la obtenida con el ciclo supercrítico estándar. Siendo cierto que el margen neto es mayor en el caso supercrítico debido al aumento del precio de la electricidad asociado, dicha pequeña diferencia no decanta claramente la balanza hacia la elección de dicha tipología.

El Valor Presente neto del caso supercrítico es mayor al estándar siendo esto una ventaja a tener en cuenta. Por otro lado, ocurre lo mismo con el Coste de Capital asociado, siendo esto último por tanto una desventaja a tener en cuenta si elegimos el ciclo supercrítico para nuestra planta. Es por ello por lo que no es posible una clara elección entre ambas tipologías sin realizar un estudio más detallado de los costes asociados. La Tasa Interna de Rentabilidad se mantiene constante en ambas tipologías por lo que no resulta un parámetro interesante a la hora de arrojar unos resultados esclarecedores acerca de la conveniencia o no de dicha tecnología.

Respecto al rendimiento del ciclo, éste es mayor en el caso supercrítico al igual que ocurría en el primer caso estudiado, lo que puede resultar una ventaja a tener en cuenta a la hora de elegir el tipo de ciclo a utilizar en nuestra planta.

Respecto al caso de Daggett, la producción anual disminuye en ambas tipologías, lo que resulta en principio una desventaja importante a la hora de la elección de la localización de la planta. El valor del PPA y el Coste asociado a la electricidad producida presenta unos valores similares al caso inicial, aunque ligeramente superiores en el caso que nos ocupa. La disminución de la producción junto con lo anteriormente comentado da lugar al mantenimiento del valor márgenes netos asociados a los ciclo estándar y supercrítico, situándose ambos en el entorno de los 206 millones de dólares.

Las Tasas Internas de Rentabilidad y el año en que se alcanzan ambas tasas para las dos tipologías se mantienen aproximadamente iguales para ambas localizaciones, por lo que no es un factor determinante a tener en cuenta a la hora de la elección de la situación de la planta.

Respecto al Valor Presente Neto, dicho parámetro también experimenta un mantenimiento en ambas tipologías respecto al caso anterior, por lo que ambas localizaciones en principio tendrían un interés similar para la construcción de la planta.

En cuanto al empleo de las sales no estándar en el ciclo supercrítico, se puede observar que sigue la tendencia del caso anterior, esto es, la consecución del menor coste de generación asociado al proyecto. A su vez, el rendimiento experimentado por el ciclo es mucho mayor, pasando de los algo más de 40 puntos porcentuales en el caso estándar hasta los 50 en la variante del ciclo supercrítico que nos ocupa. Dichas ventajas es lo que motiva también en este caso el empleo del ciclo supercrítico con dichas sales como fluido caloportador en los proyectos futuros.

Una vez estudiada la ciudad de Edwards como posible situación de nuestra planta, realizaremos un estudio similar para la ciudad de China Lake, consiguiendo con ello una elección de la localización óptima de la central solar dentro del territorio estudiado, correspondiente al estado de California.

Los resultados de dicha simulación se presentan a continuación:

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (M\$)
Rankine	580	11.04	9,85	125423	207

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Rankine	100	14,11	6	960	42

Tabla 14: Resumen de resultados para el ciclo de Rankine en China Lake (USA).

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (M\$)
Supercrítico	545	11.74	10,47	57385	207,5

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Brayton	100	14,11	6	960	43

Tabla 15: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico estándar en China Lake (USA).

Ciclo	Producción anual (GWh)	PPA nivelado real (c\$/KWh)	Coste nivelado real (c\$/KWh)	Consumo de agua (m ³)	Margen neto (m\$)
Supercrítico con sales no estándar	555	10,74	9,60	57385	205,9

Ciclo	Valor Presente Neto (M\$)	Tasa Interna de Rentabilidad (%)	Año en que se alcanza la TIR	Coste de Capital (M\$)	Rendimiento del ciclo (%)
Supercrítico con sales no estándar	92	14,10	6	882	50

Tabla 16: Resumen de resultados para el ciclo supercrítico con sales no estándar en China Lake (USA).

Tal y como ocurre en el primer caso, la producción anual del ciclo estándar es algo superior a la obtenida con el ciclo supercrítico. Siendo cierto que el margen neto es mayor en el caso supercrítico debido al aumento del precio de la electricidad asociado, dicha diferencia resulta despreciable por lo que no decanta claramente la balanza hacia la elección de dicha tipología.

El Valor Presente neto del caso supercrítico es algo mayor al estándar siendo esto una ventaja a tener en cuenta. Por otro lado, ocurre lo mismo con el Coste de Capital asociado, siendo esto último en principio una desventaja para tener en cuenta si elegimos el ciclo supercrítico para nuestra planta, pero, al ser la diferencia entre ellos tan pequeña, se puede despreciar en primera instancia. Es por ello por lo que no es posible una clara elección entre ambas tipologías sin realizar un estudio más detallado de los costes asociados. Algo parecido ocurre con la Tasa Interna de Rentabilidad que, siendo igual en ambos casos, no arroja luz acerca de la elección clara de un tipo de tecnología frente a la otra.

Respecto al rendimiento del ciclo, éste es mayor en el caso supercrítico al igual que ocurría en los dos casos estudiados previamente, lo que puede resultar una ventaja a tener en cuenta a la hora de elegir el tipo de ciclo a utilizar en nuestra planta.

Respecto a los otros dos casos la producción anual se mantiene en línea, estando ésta en los tres casos en un rango entre los 500 y los 600 GWh para ambas tecnologías. Los márgenes netos obtenidos son también similares también a los casos anteriores, situándose en el rango de los 205 a 207 millones de dólares.

A su vez, los costes nivelados asociados a la producción de la electricidad son también similares a los otros dos casos, situándose para el caso del ciclo estándar en el rango entre los 8 y 12 céntimos por kilovatio-hora y de manera similar para el caso del ciclo supercrítico. Sin duda, esto último puede resultar el hecho más interesante a tener en cuenta a la hora de plantear la incorporación del ciclo supercrítico a la tecnología de concentración.

Tal y como hemos visto en los casos anteriores, el ciclo supercrítico estándar, a pesar de experimentar un mayor rendimiento respecto al Rankine, posee unos costes de generación asociados mayores, lo que hace que en ningún caso resulte de interés el empleo de dicha tipología.

Sin embargo, al utilizar las sales distintas a las estándar y con ello poder alcanzar temperaturas mayores no solo se incrementa el rendimiento experimentado por el ciclo, sino que los costes asociados a la generación de la electricidad son aún menores a los del ciclo Rankine estándar que se utiliza actualmente en este tipo de plantas.

Dicha gran ventaja en términos económicos es la que motiva principalmente la posible implantación en proyectos futuros del ciclo de CO₂ supercrítico con el nuevo tipo de sales como fluido caloportador, todo ello sin olvidar la importante mejora de rendimiento experimentada por el ciclo, lo que refuerza aun más la posible implantación de la tecnología supercrítica en las futuras centrales solares de concentración.

A modo de curiosidad, se exponen a continuación las geometrías de campo solar óptimas para las 3 localidades estudiadas. Como podemos observar, las tres poseen una arquitectura similar, circular alrededor de la torre, que se sitúa en el centro. No se aprecian diferencias importantes entre ellas, siendo la zona más alejada de la torre en dirección sur la única que experimenta ligeras variaciones en el último caso.

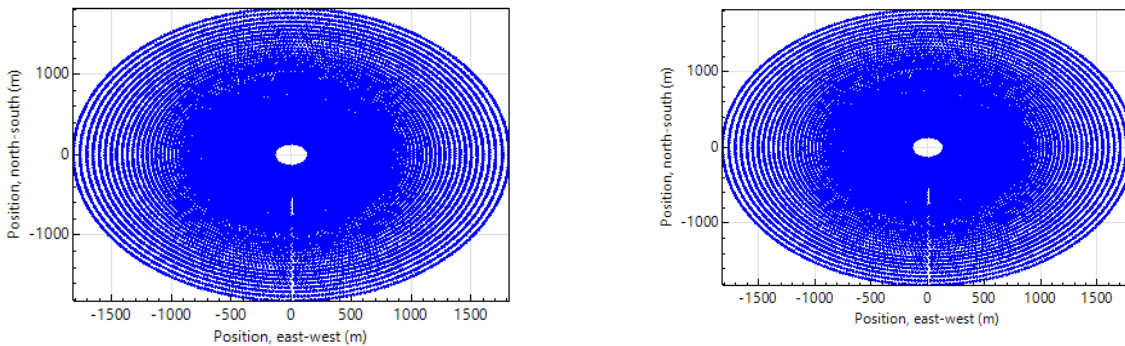


Ilustración 21: Geometrías óptimas para el campo solar en Daggett (izqda.) y Edwards (dcha.).

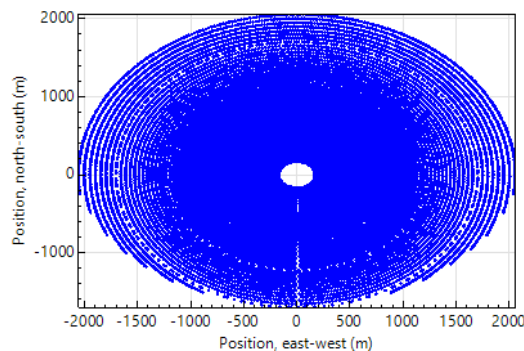


Ilustración 22: Campo solar óptimo en China Lake.

6 CONCLUSIONES

Una vez llevada a cabo la implantación del diseño del ciclo Rankine realizado previamente y su comparación con un ciclo que utilice CO₂ en estado supercrítico como fluido de trabajo, obtenemos diversas conclusiones que se exponen a continuación.

Respecto al rendimiento, obtenemos que el empleo de ciclos supercríticos con sales fundidas estándar nos reporta valores de este parámetro mayores a los que experimenta el ciclo de Rankine, situándose en el entorno del 2% superior. Sin embargo, este tipo de ciclos no presenta ventajas en términos económicos, ya que el coste nivelado de la energía conseguido se sitúa en valores similares o incluso mayores a los obtenidos mediante el ciclo de vapor tradicional.

Sin embargo, si es empleado en su lugar un ciclo de CO₂ supercrítico con sales fundidas diferentes de las estándar, que trabajan a mayores temperaturas que los anteriores, se obtiene un incremento notable en el rendimiento, en torno a un 5-6% respecto al obtenido por el ciclo de Rankine.

A su vez, el LCOE obtenido se sitúa por debajo del que presentan los ciclos de vapor tradicionales. Esta disminución se encuentra en el rango entre 1 y 1.5 céntimos por kilovatio-hora lo que, dado la gran cantidad de energía que pueden producir estas plantas en un año de explotación, puede suponer un ahorro importante. Si logramos optimizar el ciclo de CO₂ y aumentar su factor de capacidad, los costes se verán menguados, resultando por ello aún más interesante el empleo de esta tecnología.

Si utilizamos el VPN como indicador de la rentabilidad o no del proyecto, se concluye que los ciclos supercríticos de sales fundidas no estándar poseen los mayores valores de este parámetro, lo que claramente indica un punto interesante para tener en cuenta a la hora de la elección del ciclo de trabajo para las plantas de nueva construcción.

En general, existe una incertidumbre mayor respecto a los resultados obtenidos con los ciclos de CO₂ debido por un lado a una menor madurez tecnológica y por otro lado a que el comportamiento fuera de diseño aparece peor reflejado por la herramienta utilizada. Por ello, dado que el CO₂ supercrítico no introduce una mejora radical respecto al ciclo de Rankine (según lo observado en este estudio), es necesario realizar un minucioso estudio a la hora de elegir el tipo de ciclo a emplear.

Debido a todo lo anterior, se puede concluir que actualmente la aplicación de ciclos supercríticos a las plantas de concentración no presenta ventajas suficientemente grandes respecto a los ciclos de vapor tradicionales para que su implantación resulte de un interés claro. Se hace necesario ir reduciendo la incertidumbre anteriormente comentada para lograr afinar los resultados y con ello lograr una comparación con un nivel de fiabilidad mayor entre ambas tipologías.

Sin embargo, si el desarrollo y la optimización de dicha tecnología continúa según la línea actual y dado el halo de luz que se cierne sobre la mejora del rendimiento de los bloques de potencia mediante la utilización del CO₂ supercrítico, resulta posible que, en un futuro no muy lejano, dicha tecnología reemplace a la que conocemos hoy en día.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Binotti, M., Astolfi, M., Campanari, S., Manzolini, G., & Silva, P. (2017). Preliminary assessment of sCO₂ cycles for power generation in CSP solar tower plants. *Applied Energy*, 204, 1007–1017. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.121>
- [2] Crespi, F., Gavagnin, G., Sánchez, D., & Martínez, G. S. (2018). Analysis of the Thermodynamic Potential of Supercritical Carbon Dioxide Cycles: A Systematic Approach. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 140(5), 1–10. <https://doi.org/10.1115/1.4038125>
- [3] Islam, M. T., Huda, N., Abdullah, A. B., & Saidur, R. (2018). A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 91(November 2017), 987–1018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.097>
- [4] Zhang, H. L., Baeyens, J., Degève, J., & Cacères, G. (2013). Concentrated solar power plants: Review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22, 466–481. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.032>
- [5] Guadix, J., Rodríguez, M., & Muñuzuri, J. (2014). *Análisis de Balances, Control Económico, Inversiones y Financiación*. Departamento de Ingeniería de Organización ETSI, Sevilla
- [6] System Advisor Model: General Description; NREL
- [7] SAM's Help system, <https://sam.nrel.gov/documentation>
- [8] Silva Pérez, M.A. Sistemas Termosolares de Concentración. Energía Solar, GITI.

ANEXOS

A. Código para el diseño de la planta tomada como ejemplo en EES

"PLANTA DE VAPOR TIPO"

P_vv=126,7 "bar"

T_vv= 510 "°C"

"AHORA, DE CADA UNA DE LAS TURBINAS SE REALIZAN EXTRACCIONES"

"VAMOS A CALCULAR LA PRESION A LA QUE SE REALIZA CADA EXTRACCIÓN"

"primero, calculamos el $\Delta T_{th} = T_{sat}(evaporador) - T_{sat}(condensador) / \text{número de precalentadores} + 1$ "

$\Delta T_{th} = (T_{satev} - T_{satcond}) / (N + 1)$

N=7 "la planta tiene 6 precalentadores, algo común para las de su tamaño" " en principio obvio el primer precalentador, ya que la temperatura de salida es prácticamente igual que la de entrada"

T_{satev}=TEMPERATURE(WATER;P=P_{ev};X=1) "para especificar que es vapor"

P_{ev}=P_vv-0,125"suponemos una pérdida de carga total en el generador del 25%, dividida en un 12,5% hasta el evaporador y un 12,5% desde ahí al economizador"

T_{satcond}=TEMPERATURE(WATER;P=P_{cond};X=0) "para especificar que es condensado líquido"

P_{cond}=0,1034 "bar" "la fijo en el valor que yo quiera--> luego habrá que ver como se elije"

"ahora, calculamos las temperaturas de salida del condensado de los precalentadores y las temperaturas del drenaje"

"Precalentador 22"

T_{e22}=T_{satcond}

T_{s22}=T_{e22} "consideramos que la bomba de impulsión no calienta el fluido, solo le eleva la presión desde la de condensación a 16,8 bares"

"Precalentador 24"

T_{e24}=T_{s22}

T_{s24}=T_{e24}+ ΔT_{th}

"Precalentador 27"

$$T_{e27}=T_{s24}$$

$$T_{s27}=T_{e27}+\text{DELTA}T_h$$

"Precalentador 29"

$$T_{e29}=T_{s27}$$

$$T_{s29}=T_{e29}+\text{DELTA}T_h$$

"Precalentador 31"

$$T_{e31}=T_{s29}$$

"Precalentador 35 "

$T_{e35}=189,8$ "Dato porque hay una bomba que calienta el fluido al elevarlo desde los 11 bares hasta los 131"

$$T_{s31}=T_{dren31}$$

$$T_{s35}=T_{e35}+\text{DELTA}T_h$$

"Precalentador 37"

$$T_{e37}=T_{s35}$$

$$T_{s37}=T_{e37}+\text{DELTA}T_h$$

"Ahora, suponiendo los DTT y teniendo los valores de las T_{salida} de los condensados en cada precalentador, se calcula la temperatura de saturación a cada presión de extracción y con ella, las presiones de extracción de cada turbina"

"Precalentador 24"

$$DTT_{24}=5$$

$$GDS_{24}=5$$

$$T_{dren24}=T_{e24}+GDS_{24}$$

$$DTT_{24}=T_{sat24}-T_{s24}$$

$$\text{Inc}T_{26}=-0,92$$

$$P_{ext24}=\text{PRESSURE}(\text{WATER};T=T_{sat24};X=1) \text{ "es vapor"}$$

"Precalentador 27"

DTT27=3 "voy viendo las presiones de extraccion y lo voy cambiando hasta que me salga el valor del papel y lo dejo fijo entonces en ese valor"

GDS27=5

Tdren27=Te27+GDS27

DTT27=Tsat27-Ts27

IncT28=-1,3

Pext27=PRESSURE(WATER;T=Tsat27;X=1) "es vapor"

"Precalentador 29"

DTT29=0,5 "voy viendo las presiones de extraccion y lo voy cambiando hasta que me salga el valor del papel y lo dejo fijo entonces en ese valor"

GDS29=5

Tdren29=Te29+GDS29

DTT29=Tsat29-Ts29

IncT30=-1,5

Pext29=PRESSURE(WATER;T=Tsat29;X=1) "es vapor"

"En el precalentador 31, que es de mezcla, no existe el concepto de DTT"

Tdren31=TEMPERATURE(WATER;P=Pext31;X=0)

Te31derecha=Ts29

Te31izquierda=Tdren35

"la Text31 se calcula por balance de entalpías"

"Precalentador 35"

DTT35=-1 "voy viendo las presiones de extraccion y lo voy cambiando hasta que me salga el valor del papel y lo dejo fijo entonces en ese valor"

GDS35=5

Text35=447,1

Tdren35=Te35+GDS35

DTT35=Tsat35-Ts35

IncT34=-1,6

Pext35=PRESSURE(WATER;T=Tsat35;X=1) "es vapor"

"Precalentador 37"

DTT37=-5 "voy viendo las presiones de extraccion y lo voy cambiando hasta que me salga el valor del papel y lo dejo fijo entonces en ese valor"

GDS37=5

$$T_{dren37} = T_{e37} + GDS37$$

$$DTT37 = T_{sat37} - T_{s37}$$

$$IncT36 = -2$$

$$P_{ext37} = \text{PRESSURE}(\text{WATER}; T = T_{sat37}; X = 1) \text{ "es vapor"}$$

"Calculamos los alphas de extracción"

"Precalentador 37"

$$T_{ext37} = 322,2$$

$$C_p = 4,18$$

$$m_v * (h_{s37} - h_{e37}) = \alpha_1 * (h_{ext37} - h_{exts37})$$

$$h_{exts37} = C_p * T_{dren37}$$

$$h_{ext37} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; P = P_{ext37}; T = T_{ext37})$$

$$h_{s37} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; T = T_{s37}; X = 0)$$

$$h_{e37} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; T = T_{s35}; X = 0)$$

$m_v = 1$ "lo supongo 1 en primera aproximación para ver el porcentaje que se extrae de cada turbina; lo calcularé después sumando todas las potencias de las turbinas"

"Precalentador 35"

$\alpha_1 * h_{exts37} + \alpha_2 * h_{ext35} + m_v * h_{e35} = (\alpha_1 + \alpha_2) * h_{exts35} + m_v * h_{s35}$ "no sé hacer el balance de energía aquí, porque no sé las corrientes de salida sumando los alphas por qué entalpia están multiplicados"

$$h_{ext35} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; T = T_{ext35}; P = P_{ext35})$$

$$h_{exts35} = C_p * T_{dren35}$$

$$h_{s35} = h_{e37}$$

$$h_{e35} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; T = T_{s31}; X = 0)$$

"Precalentador 31---- el de mezcla"

$$P_{ext31} = 11,57$$

$$T_{ext31} = 375,3$$

$$(\alpha_1 + \alpha_2) * h_{exts35} + \alpha_3 * h_{ext31} + (m_v - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) * h_{e31} = m_v * h_{s31}$$

$$h_{ext31} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; P = P_{ext31}; T = T_{ext31})$$

$$h_{e31} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; T = T_{s29}; X = 0)$$

$$h_{s31} = C_p * T_{dren31}$$

"Precalentador 29"

Text29=303,6

$\alpha_4 \cdot \text{hext29} = (m \cdot \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot (h_{s29} - h_{e29}) + \alpha_4 \cdot \text{hexts29}$

$\text{hext29} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; P = P_{\text{ext29}}; T = \text{Text29})$

$h_{s29} = h_{e31}$

$h_{e29} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; T = T_{s27}; X = 0)$

$\text{hexts29} = C_p \cdot T_{\text{dren29}}$

"Precalentador 27"

Text27=195,5

$\alpha_4 \cdot \text{hexts29} + \alpha_5 \cdot \text{hext27} = (m \cdot \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot (h_{s27} - h_{e27}) + (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot \text{hexts27}$

$\text{hexts27} = C_p \cdot T_{\text{dren27}}$

$\text{hext27} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; P = P_{\text{ext27}}; T = \text{Text27})$

$h_{s27} = h_{e29}$

$h_{e27} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; T = T_{s24}; X = 0)$

"Precalentador 24"

Text24=92,12

$(\alpha_4 + \alpha_5) \cdot \text{hexts27} + \alpha_6 \cdot \text{hext24} = (m \cdot \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) \cdot (h_{s24} - h_{e24}) + \alpha_6 \cdot \text{hexts24}$

$h_{s24} = h_{e27}$

$h_{e24} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; T = T_{s22}; X = 0)$

$\text{hext24} = \text{ENTHALPY}(\text{WATER}; P = P_{\text{ext24}}; T = \text{Text24})$

$\text{hexts24} = C_p \cdot T_{\text{dren24}}$

"PLANTA DE VAPOR TIPO SEGUNDA PARTE"

{P_v=126,7 "bar"

T_v= 510 "°C"};

" a continuación pasa por un equipo que le introduce una caída de presión y por ello un enfriamiento en la corriente-->HP Steam 2"

Incp2=-0,02 "2%"

IncT2=-2,1 "°C"

"ENTRADA A LA TURBINA DE ALTA 5"

$$TeHPT=Tv_v+IncT2$$

$$PeHPT=Pv_v+Incp2$$

$$WeHPT=heHPT-hsHPT \text{ "en KJ/Kg"}$$

$$heHPT=ENTHALPY(WATER;T=TeHPT;P=PeHPT)$$

$$seHPT=ENTROPY(WATER;T=TeHPT;P=PeHPT)$$

$$PsHPT=Pext37+Incp36$$

$$Incp36=-0,03 \text{ "un 3\% de pérdida de presión--> lo impongo"}$$

$$REHPT=PeHPT/PsHPT$$

$$hsHPT=hex37 \text{ "ya que se encuentra una válvula isentálpica, por lo que con las Pext hallaremos las entalpías de salida de las turbinas"}$$

$$RendHPT=(heHPT-hsHPT_s)/(heHPT-hsHPT)$$

$$hsHPT_s=ENTHALPY(WATER;P=PsHPT;s=seHPT)$$

$$TsHPT=TEMPERATURE(WATER;h=hsHPT;P=PsHPT)$$

" a continuación elemento que le introduce una caída de presión y un enfriamiento--> Cold Reheat 4"

$$P4=PsHPT$$

$$T4=TsHPT$$

$$Incp4=-0,016 \text{ "1,6\%"}$$

$$IncT4=-1,5 \text{ "°C"}$$

$$Ps4=P4+Incp4$$

$$Ts4=T4+IncT4$$

"A continuación vamos al reheat, donde se pierde presión y se calienta la corriente hasta la misma temperatura de vapor vivo"

$$Pereheat=Ps4$$

$$Tereheat=Ts4$$

$$Incpereheat=0,0124 \text{ "1,24\%"}$$

$$Psreheat=Pereheat-Incpereheat$$

$$Tsreheat=Tv_v$$

$$IncTreheat=Tsreheat-Tereheat \text{ "°C" " calculamos lo que calienta el recalentador para ver también que masa de sales hace falta para ello"}$$

" a continuación elemento que le introduce una caída de presión y un enfriamiento--> Hot Reheat 3"

$$T3=Tsreheat$$

$$P3=Psreheat$$

$$IncT3=-1,4 \text{ "°C"}$$

$$Incp3=-0,023 \text{ "2,3\%"}$$

$$Ts3=T3+IncT3$$

$$Ps3=P3+Incp3$$

"TURBINA DE MEDIA 7"

$$TeIPT7=Ts3$$

$$PeIPT7=Ps3$$

$$WeIPT7=heIPT7-hsIPT7$$

$$heIPT7=ENTHALPY(WATER;T=TeIPT7;P=PeIPT7)$$

$$seIPT7=ENTROPY(WATER;T=TeIPT7;P=PeIPT7)$$

$$REIPT7=PeIPT7/PsIPT7$$

$$PsIPT7=Pext35+Incp34$$

$$Incp34=-0,03$$

$$hsIPT7=hext35 \text{ "válvula isentálpica 34"}$$

$$hsIPT7s=ENTHALPY(WATER;P=PsIPT7;s=seIPT7)$$

$$RendIPT7=(heIPT7-hsIPT7)/(heIPT7-hsIPT7s)$$

$$TsIPT7=TEMPERATURE(WATER;h=hsIPT7;P=PsIPT7) \text{ "saco la temperatura de salida de la corriente, que es la temperatura de entrada a la siguiente turbina"}$$

"TURBINA DE MEDIA 9"

$$TeIPT9=TsIPT7$$

$$PeIPT9=PsIPT7$$

$$WeIPT9=heIPT9-hsIPT9$$

$$heIPT9=ENTHALPY(WATER;T=TeIPT9;P=PeIPT9)$$

$$seIPT9=ENTROPY(WATER;T=TeIPT9;P=PeIPT9)$$

$$REIPT9=PeIPT9/PsIPT9$$

$$PsIPT9=Pext31+Incp32$$

$$Incp32=-0,03$$

$$hsIPT9s=ENTHALPY(WATER;P=PsIPT9;s=seIPT9)$$

$$hsIPT9=hext31$$

$$RendIPT9=(heIPT9-hsIPT9)/(heIPT9-hsIPT9s) \text{ "de aqui saco la entalpía de salida de la turbina de media 7 y con ella el trabajo específico"}$$

$$TsIPT9=TEMPERATURE(WATER;h=hsIPT9;P=PsIPT9) \text{ "saco la temperatura de salida de la corriente, que es la temperatura de entrada a la siguiente turbina"}$$

"TURBINA DE MEDIA 11"

$$TeIPT11=TsIPT9$$

$$PeIPT11=PsIPT9$$

WeIPT11=heIPT11-hsIPT11

heIPT11=ENTHALPY(WATER;T=TeIPT11;P=PeIPT11)

seIPT11=ENTROPY(WATER;T=TeIPT11;P=PeIPT11)

REIPT11=PeIPT11/PsIPT11

PsIPT11=Pext29+Incp30

Incp30=-0,03

hsIPT11s=ENTHALPY(WATER;P=PsIPT11;s=seIPT11)

hsIPT11=hext29

RendIPT11=(heIPT11-hsIPT11)/(heIPT11-hsIPT11s) "de aqui saco la entalpía de salida de la turbina de media 7 y con ella el trabajo específico"

TsIPT11=TEMPERATURE(WATER;h=hsIPT11;P=PsIPT11) "saco la temperatura de salida de la corriente, que es la temperatura de entrada a la siguiente turbina"

"TURBINA DE BAJA 13"

TeLPT13=TsIPT11

PeLPT13=PsIPT11

WeLPT13=heLPT13-hsLPT13

heLPT13=ENTHALPY(WATER;T=TeLPT13;P=PeLPT13)

seLPT13=ENTROPY(WATER;T=TeLPT13;P=PeLPT13)

RELPT13=PeLPT13/PsLPT13

PsLPT13=Pext27+Incp28

Incp28=-0,03

hsLPT13s=ENTHALPY(WATER;P=PsLPT13;s=seLPT13)

hsLPT13=hext27

RendLPT13=(heLPT13-hsLPT13)/(heLPT13-hsLPT13s) "de aqui saco la entalpía de salida de la turbina de media 7 y con ella el trabajo específico"

TsLPT13=TEMPERATURE(WATER;h=hsLPT13;P=PsLPT13) "saco la temperatura de salida de la corriente, que es la temperatura de entrada a la siguiente turbina"

"TURBINA DE BAJA 15"

TeLPT15=TsLPT13

PeLPT15=PsLPT13

WeLPT15=heLPT15-hsLPT15

heLPT15=ENTHALPY(WATER;T=TeLPT15;P=PeLPT15)

seLPT15=ENTROPY(WATER;T=TeLPT15;P=PeLPT15)

RELPT15=PeLPT15/PsLPT15

PsLPT15=Pext24+Incp26

Incp26=-0,03

hsLPT15s=ENTHALPY(WATER;P=PsLPT15;s=seLPT15)

hsLPT15=hext24

RendLPT15=(heLPT15-hsLPT15)/(heLPT15-hsLPT15s) "de aqui saco la entalpía de salida de la turbina de media 7 y con ella el trabajo específico"

TsLPT15=TEMPERATURE(WATER;h=hsLPT15;P=PsLPT15) "saco la temperatura de salida de la corriente, que es la temperatura de entrada a la siguiente turbina"

"TURBINA DE BAJA 17"

TeLPT17=TsLPT15

PeLPT17=PsLPT15

WeLPT17=heLPT17-hsLPT17

heLPT17=ENTHALPY(WATER;T=TeLPT17;P=PeLPT17)

seLPT17=ENTROPY(WATER;T=TeLPT17;P=PeLPT17)

RELPT17=PeLPT17/PsLPT17

PsLPT17=Pcond+Incp19

Incp19=-0,03

hsLPT17s=ENTHALPY(WATER;P=PsLPT17;s=seLPT17)

{hsLPT17=ENTHALPY(WATER;P=Pcond;X=1) "supongo que es vapor seco aunque en la realidad haya parte de condensado"}

hsLPT17=2405 "lo incluyo como dato"

RendLPT17=(heLPT17-hsLPT17)/(heLPT17-hsLPT17s) "de aqui saco la entalpía de salida de la turbina de media 7 y con ella el trabajo específico"

TsLPT17=TEMPERATURE(WATER;h=hsLPT17;P=PsLPT17) "saco la temperatura de salida de la corriente, que es la temperatura de entrada a la siguiente turbina"

"CÁLCULO POTENCIAS TURBINAS"

PotHPT=mv*WeHPT

PotIPT7=(mv-alpha1)*WeIPT7

PotIPT9=(mv-alpha1-alpha2)*WeIPT9

PotIPT11=(mv-alpha1-alpha2-alpha3)*WeIPT11

PotLPT13=(mv-alpha1-alpha2-alpha3-alpha4)*WeLPT13

PotLPT15=(mv-alpha1-alpha2-alpha3-alpha4-alpha5)*WeLPT15

PotLPT17=(mv-alpha1-alpha2-alpha3-alpha4-alpha5-alpha6)*WeLPT17

SumaDePotencias=PotHPT+PotIPT7+PotIPT9+PotIPT11+PotLPT13+PotLPT15+PotLPT17

PotenciaPlantaBruta=150084 "kW"

"Cálculo del mvapor"

PotenciaPlantaBruta=mvapor*SumaDePotencias

PotenciaPlantaNeta=PotenciaPlantaBruta-PotenciaAuxiliares

PotenciaAuxiliares=0,055*PotenciaPlantaBruta "un 5,5% del total de la potencia en el eje se va en auxiliares---
la neta es menor"

"COMPROBACIÓN DE LAS SALES"

"BALANCE COMPLETO" "SH+EVAP+ECO"

$mvapor * Cp_{vapor} * (T_{salVapor} - T_{entVapor}) = msales * C_{psales} * (T_{entSales} - T_{salSales})$

$CP_{vapor} = CP(STEAM; P = P_{vv}; T = T_{vv})$

$C_{psales} = 1,5$ "kJ/KgK" "Buscado en informacion en internet"

$T_{entSales} = 565$ "supongo esa temperatura de sales usual en este tipo de plantas"

$T_{salVapor} = T_{vv}$ "es la temperatura a la que quiero llegar"

$T_{entVapor} = T_{s37}$ "la temperatura de entrada al economizador es la misma de salida del ultimo precalentador"

"SH+EVAP"

$mvapor * Cp_{vapor} * (T_{salVapor} - T_{intVapor}) = msales * C_{psales} * (T_{entSales} - T_{intSales})$

$T_{intVapor} = TEMPERATURE(WATER; P = P_{ev}; X = 1)$ "es la presion de saturacion a la presion de evaporacion"

$T_{intSales} = T_{intVapor} + P_{intchPoint}$

$P_{intchPoint} = 35$ "°C"

"La temperatura de salida de las sales resulta mayor a 280 °C, por lo que el diseño es viable"

B. Esquema de la planta tipo elegida para el diseño preliminar

