

Trabajo Fin de Grado Grado en Ingeniería de la Energía

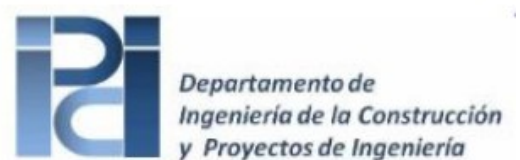
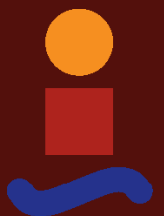
Anteproyecto de un de ciclo combinado integrado con energía termosolar

Autor: Álvaro Ferrero Castillo

Tutor: José Antonio Vélez Godiño

**Dpto. Ingeniería Construcción y Proyectos de
Ingeniería
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2025



Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de la Energía

Anteproyecto de un de ciclo combinado integrado con energía termosolar

Autor:

Álvaro Ferrero Castillo

Tutor:

José Antonio Vélez Godiño

Profesor Permanente Laboral

Dpto. Ingeniería Construcción y Proyectos de Ingeniería
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2025

Trabajo Fin de Grado: Anteproyecto de un de ciclo combinado integrado con energía termosolar

Autor: Álvaro Ferrero Castillo
Tutor: José Antonio Vélez Godiño

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Agradecimientos

Al escribir estas líneas, la primera persona que viene a mi mente es mi hermano Iván. Desde que tengo uso de razón, siempre ha estado a mi lado, ayudándome a sobrellevar los malos momentos y a disfrutar al máximo de los buenos. Ha sido el mejor profesor que he tenido y que tendré en mi vida. Todas las horas, el esfuerzo y la paciencia que me ha dedicado son impagables, y no existe nada en el mundo con lo que pueda devolvérselo. Soy consciente de que no soy el mejor alumno, y aunque a veces choquemos, quiero que sepas que gran parte de lo que he conseguido te lo debo a ti.

Gracias también a mi madre y a mi padre por el esfuerzo sobrehumano que han hecho para que ni a mi hermano ni a mí nos faltara nada, y para que pudiéramos concentrar toda nuestra energía en alcanzar nuestras metas. El camino no ha sido fácil, pero lo hemos logrado. Aún quedan muchos más por recorrer, sin duda más complicados, pero estoy convencido de que, juntos, podremos completarlos todos.

Gracias a mi abuela, a mi madrina, a mi tío y al resto de mi familia, porque, aunque a veces no comprenden del todo lo que intento explicarles sobre lo que hago, siempre se interesan, me apoyan y me ayudan en todo lo que pueden.

Gracias a mis abuelos, Antonio y Fernando. Gracias a ellos, soy la persona que soy hoy. Aunque no puedan celebrar conmigo este logro, sé que están muy orgullosos y que, allá donde estén, me envían toda su fuerza y su cariño.

Gracias a mis amigos, compañeros de clase y de equipo, por llenar estos años de recuerdos, aprendizajes y momentos inolvidables.

Por último, la lección más importante que he aprendido en esta etapa de mi vida es que, por muy difíciles que sean las circunstancias, nunca debemos rendirnos ni perder la esperanza.

Resumen

En este documento se presenta el anteproyecto de una central de ciclo combinado, constituida por dos turbinas de gas y una turbina de vapor, hibridada con un sistema de energía termosolar de torre integrado en el ciclo de baja. El objetivo es evaluar, desde una perspectiva técnica y económica, la viabilidad de este tipo de plantas de potencia, capaces de suministrar energía eléctrica de forma estable, eficiente y, sobre todo, respetuosa con el medio ambiente.

El desarrollo del anteproyecto parte de una serie de requisitos de diseño que establecen las condiciones base en aspectos como el emplazamiento de la planta, la potencia máxima del ciclo, la filosofía de operación, así como el presupuesto y la rentabilidad mínima exigida.

Para la evaluación técnica se ha realizado el análisis del emplazamiento del lugar, para ver si el terreno recogía las condiciones geotécnicas adecuadas y la climatología permitía que una planta de potencia de estas condiciones trabajase en condiciones óptimas.

A continuación, se presenta el prediseño del ciclo de potencia, en el cual, a partir de la configuración previamente establecida, se determinan las principales características del sistema y las condiciones de operación asociadas a cada modo de funcionamiento. En el “Modo solar”, el recurso solar disponible es suficiente para cubrir las demandas térmicas del ciclo, sustituyendo la aportación de una de las turbinas de gas; mientras que en el “Modo noche”, ante una insuficiente de radiación solar, la planta opera con ambas turbinas de gas.

Una vez desarrollado el ciclo de potencia, se procede al dimensionamiento de los principales equipos de la planta, éstos son: bombas, turbinas, aerocondensador, intercambiadores de calor, campo solar y receptor solar. Así también, se procede a la definición de los sistemas auxiliares que componen la planta y aseguran un óptimo y correcto funcionamiento de la misma.

Para completar el aspecto técnico de la planta, se realiza un análisis del sistema eléctrico, definiendo las cargas principales y desarrollando un estudio de los niveles de tensión asociados a la generación y distribución de energía eléctrica. Dicho estudio se lleva a cabo en función de las características de las cargas y de los requisitos impuestos por la subestación de conexión, garantizando así una integración segura y eficiente del sistema eléctrico en la red.

Una vez completado el ámbito técnico, y con todos los datos recopilados, se lleva a cabo un análisis económico-financiero de la viabilidad de la planta, evaluando parámetros clave como el Valor Actual Neto (VAN), la Tasa Interna de Retorno (TIR) y el Coste Nivelado de la Energía (LCOE). Estos indicadores permiten valorar la rentabilidad y competitividad del sistema propuesto en comparación con otras tecnologías de generación eléctrica.

Abstract

This document presents the preliminary design for a combined cycle power plant consisting of two gas turbines and one steam turbine, hybridized with a solar thermal tower system integrated into the low cycle. The objective is to evaluate, from a technical and economic perspective, the feasibility of this type of power plant, capable of supplying electricity in a stable, efficient, and, above all, environmentally friendly manner.

The development of the preliminary design is based on a set of design requirements that establish baseline conditions in key aspects such as the plant location, the maximum power output of the cycle, the operating philosophy, and the minimum profitability criteria.

As part of the technical assessment, a site analysis was carried out to verify whether the terrain meets the appropriate geotechnical conditions and whether the local climate allows this type of power plant to operate under optimal conditions.

The preliminary design of the power cycle establishes, based on the selected configuration, the main characteristics of the system and the operating conditions associated with each mode of operation. In Solar Mode, the available solar resource is sufficient to meet the thermal demand of the cycle, replacing the contribution of one of the gas turbines. In contrast, during Night Mode, when solar radiation is not available, the plant operates exclusively with both gas turbines.

Once the power cycle was defined, the main components of the plant were sized, including the pumps, turbines, air condenser, heat exchangers, solar receiver, and solar field. In addition, the auxiliary systems that ensure the safe and reliable operation of the facility were specified.

To complete the technical scope of the project, an analysis of the electrical system was performed, defining the main loads and conducting a study of the voltage levels associated with the generation and distribution of electrical power. This analysis was carried out considering the characteristics of the loads and the requirements imposed by the connection substation, ensuring the safe and efficient integration of the plant into the electrical grid.

Once the technical scope has been finalized, an economic and financial analysis of the plant's feasibility is conducted. This assessment focuses on key indicators such as Net Present Value (NPV), Internal Rate of Return (IRR), and Levelized Cost of Energy (LCOE), which provide a clear measure of the project's profitability and competitiveness relative to other generation technologies.

Índice

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
1 Introducción	1
1.1 Contexto energético actual	1
1.2 Objetivo del proyecto	5
1.3 Alcance del proyecto	5
2 Estado del arte y de la tecnología	7
2.1 Bases termodinámicas del ciclo	7
2.1.1 Fundamentos del ciclo de Carnot	7
2.1.2 Fundamentos del ciclo de Rankine	8
2.1.3 Fundamentos del ciclo de Brayton	13
2.1.4 Fundamentos del ciclo de combinado	18
2.2 Componentes del ciclo de combinado	25
2.2.1 Turbina de gas	25
2.2.2 Caldera de recuperación de calor (HRSG)	26
2.2.3 Turbina de vapor	29
2.2.4 Bombas hidráulicas	31
2.2.5 Sistemas de refrigeración	31
2.3 Energía Termosolar	32
2.3.1 Colectores cilindro parabólicos	34
2.3.2 Centrales de disco parabólico	35
2.3.3 Centrales de espejos fresnel	35
2.3.4 Centrales de torre	35
2.3.5 Comparación de las tecnologías termosolares	40
2.4 Configuraciones de ciclos combinados con hibridación termosolar	40
3 Requisitos de diseño	45
3.1 Localización	45
3.2 Potencia	45
3.3 Filosofía de operación	45
3.4 Presupuesto y rentabilidad mínima	46
4 Bases de diseño	47
4.1 Emplazamiento	47

4.2	Condiciones geotécnicas	48
4.2.1	Composición del suelo	48
4.2.2	Características geomorfológicas	49
4.2.3	Características hidrológicas	50
4.2.4	Características geotécnicas	50
4.3	Condiciones climatológicas	52
4.3.1	Recurso solar	52
4.3.2	Temperatura	53
4.3.3	Nubosidad	53
4.3.4	Precipitación	54
4.3.5	Humedad	55
4.3.6	Viento	55
4.4	Selección de la energía termosolar y estrategia de integración	56
4.5	Hipótesis de diseño del ciclo de potencia	57
5	Prediseño del ciclo de potencia	59
5.1	Configuración del ciclo	59
5.2	Ciclo de Brayton	60
5.3	Ciclo de Rankine	60
5.3.1	Configuración del Ciclo de Rankine	60
	Operación en "Modo noche"	61
	Operación en "Modo solar"	62
5.3.2	Caracterización del Ciclo de Rankine en el "Modo noche"	62
5.3.3	Caracterización del Ciclo de Rankine en el "Modo solar"	68
6	Dimensionamiento de equipos principales	73
6.1	Turbina de gas	73
6.2	Turbina de vapor	74
6.3	Bombas principales	74
6.3.1	Bomba de agua de alimentación (BAP)	75
6.3.2	Bomba de condensado (BBP)	76
6.3.3	Bomba de circulación de sales fundidas (BSF)	77
6.4	Receptor solar	78
6.5	Campo solar	80
6.6	Intercambiadores de calor	82
6.6.1	Aerocondensador	82
6.6.2	Intercambiadores carcasa y tubo	83
	Generador de Vapor Solar (GVS)	83
	Intercambiadores de calor para Agua a Procesos (AP) y Pre calentamiento de Agua (PRECA)	85
6.6.3	HRSG	86
7	Sistemas auxiliares	87
7.1	Planta de tratamiento de aguas	87
7.2	Planta de tratamiento de efluentes	88
7.3	Estación de gas (ERM)	88
7.4	Sistemas de refrigeración de equipos	90
7.5	Sistemas de aire comprimido	90

7.6	Sistema contraincendios	91
7.7	Sistema HTF	91
7.8	Sistema de instrumentación y control	93
8	Diseño eléctrico	95
8.1	Estructura del sistema eléctrico	95
8.2	Generador Eléctrico	95
8.3	Transformadores	97
8.4	Sub-estación y línea de evacuación	98
8.5	Niveles de tensión	98
8.5.1	Alta tensión	99
8.5.2	Media tensión	99
8.5.3	Baja tensión	99
8.5.4	Sistema de emergencia	99
8.6	Cálculo de cargas	99
9	Estudio de viabilidad económica	101
9.1	Coste de inversión (CAPEX) y coste de operación (OPEX)	101
9.2	Ingresos	102
9.3	Financiación	102
9.3.1	Análisis de sensibilidad	105
	Precio del gas	105
	Precio de venta de la energía eléctrica	106
	Subvención estatal	107
10	Conclusiones y líneas de trabajo futuras	109
10.1	Conclusiones	109
10.2	Líneas de investigación futuras	111
	<i>Anexos</i>	113
A	Datos y cálculos del ciclo de potencia	115
A.1	Cálculos para la caracterización del "Modo Noche"	116
A.2	Cálculos para la caracterización del "Modo Solar"	123
B	Hoja de datos de los equipos principales	126
B.1	Hoja de datos de la turbina de gas "Titan 250" de Solar Turbine	127
B.2	Hoja de datos de la turbina de vapor "D-R Tandem" de Siemens Energy	129
B.3	Hoja de datos de la bomba de agua de alimentación MDS, bomba multietapa partida axialmente	130
B.4	Hoja de datos de la bomba de condensado ZE/ZF, bomba de aspiración axial	132
B.5	Hoja de datos de la bomba VEY, bomba vertical de sales fundidas	134
B.6	Dimensionamiento del aerocondensador	137
B.7	Intercambiadores carcasa y tubo	138
B.7.1	Hoja TEMA del economizador del GVS	138
B.7.2	Hoja TEMA del evaporador del GVS	139
B.7.3	Hoja TEMA del sobrecalentador del GVS	140
B.7.4	Hoja TEMA del intercambiador de calor para precalentamiento de agua "PRECA"	141
B.7.5	Hoja TEMA del intercambiador de calor para agua a procesos "AP"	142

B.8	Cálculos HRSG	143
B.8.1	Economizador	144
B.8.2	Evaporador	144
B.8.3	Sobrecalentador	144
C	Cálculo de cargas	145
D	Evaluación financiera	147
D.1	Estimación del CAPEX	148
D.1.1	Metodología para el cálculo del coste de adquisición de equipos	148
	Costes de adquisición de equipos	149
D.2	Estimación del OPEX	151
	Operación y mantenimiento	151
	Coste del seguro y salarios	151
	Gas natural	151
	Agua	152
D.3	Ingresos por la venta de energía eléctrica	153
D.4	Análisis financiero	154
	Sistema francés	154
	Flujos de caja	155
	Valor Actual Neto (VAN)	157
	Tasa Interna de Retorno (TIR)	157
	Costo nivelado de la energía (LCOE)	157
E	Código de EES	159
E.1	Código utilizado para la simulación del "Modo noche"	160
E.2	Código utilizado para la simulación del "Modo solar"	164
	<i>Planos</i>	171
	<i>Índice de Figuras</i>	183
	<i>Índice de Tablas</i>	187
	<i>Bibliografía</i>	189

1 Introducción

En este capítulo enmarca el contexto energético en el que se desarrolla el anteproyecto. Principalmente caracterizado por un incremento de la demanda energética y en el desarrollo de tecnologías que generen dicha energía de manera económica, eficiente y, sobre todo, respetuosa con el medio ambiente, ya que, como se verá a continuación, la reducción de las emisiones de CO_2 (dióxido de carbono) es uno de los pilares fundamentales sobre los que pivotan estas nuevas políticas energéticas. En esta sección se ahondará aún más en la situación energética global, se definirá el objetivo y alcance del proyecto, así como el método que se empleará para la resolución del mismo.

1.1 Contexto energético actual

La transición energética, motivada por la lucha contra el cambio climático, supone uno de los principales desafíos a los que se enfrenta la sociedad del siglo XXI. Como se muestra en la figura 1.1, la tendencia actual de la demanda energética mundial es creciente y, de acuerdo con la “International Energy Agency” (IEA), se prevé que esta tendencia continúe y se intensifique gradualmente [1] [2].

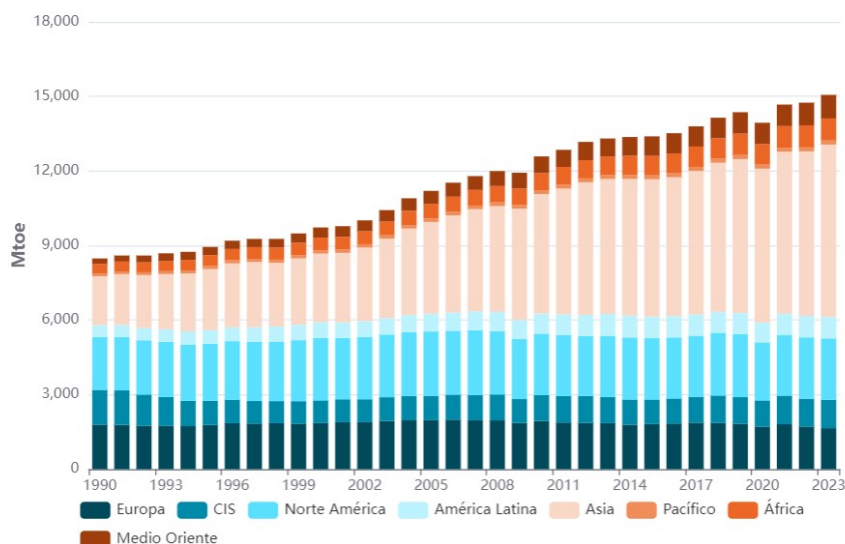


Figura 1.1 Tendencia del consumo de energía mundial durante 1990 – 2023 [1].

Dicho incremento está directamente relacionado con el crecimiento económico, el aumento de la población y la electrificación. En la última década, este último factor ha crecido dos veces más rápido que la demanda energética total. Además, debido a las estrategias de electrificación de sectores como la movilidad, la industria, la climatización y la IA, entre otros, se prevé que dicha demanda experimente un crecimiento más acusado que el experimentado en la última década como se puede apreciar en la figura 1.2 [2].

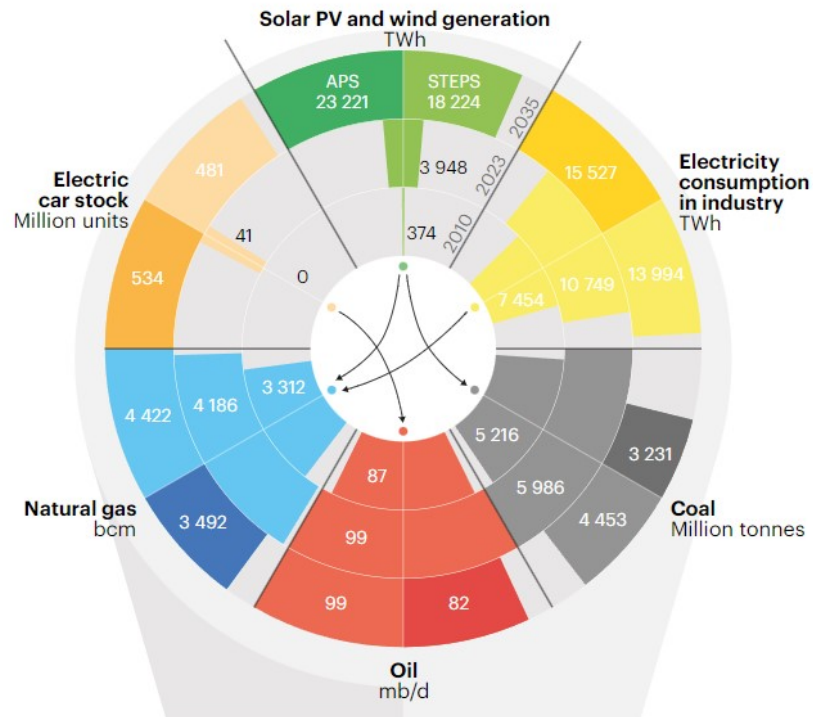


Figura 1.2 Mix energético global [2].

Por lo tanto, otro factor a tener en cuenta es cómo se produce dicha energía eléctrica. De acuerdo con la última gran reunión internacional sobre el clima, la COP29, celebrada en Bakú (Azerbaiján), uno de los principales temas que protagonizó el acontecimiento fue la implementación de medidas para luchar contra el calentamiento global y limitarlo a 1,5° C por encima de los niveles preindustriales (objetivo ya marcado en el Acuerdo de París); sin embargo, por desgracia, no se ha cumplido, lo que acelera la aplicación de soluciones a corto plazo [3].

Los principales causantes de dicho incremento de la temperatura global son los conocidos como gases de efecto invernadero. Estos gases actúan como el vidrio en un invernadero; es decir, absorben el calor del sol que se irradia desde la superficie de la Tierra, lo retienen en la atmósfera y evitan que se escape al espacio. Y ya no sólo se presenta como principal efecto la subida media de temperatura global, sino otros muy perjudiciales, como el incremento de enfermedades respiratorias causadas por el smog (“niebla contaminante” debido a la combinación del aire con partículas en suspensión junto con sustancias contaminantes), climas extremos, aumento de incendios forestales y aumento del nivel del mar, entre otros [4].

La mayoría de los gases de esta naturaleza son producidos por la Tierra de manera natural; sin embargo, otra parte es producida como consecuencia de la actividad humana. De acuerdo con el informe realizado por el Parlamento Europeo en 2023, la UE produjo alrededor de 3.222 millones de toneladas de CO₂ equivalentes, siendo el principal gas de efecto invernadero el CO₂, con un 80,6 %, seguido por el metano (CH₄) con un 12,1 % y el óxido nitroso (N₂O) con un 5,3 % [5].

Es importante mencionar que los porcentajes son relevantes para ver los principales gases de efecto invernadero, pero no porque sean los más abundantes significa que son los más peligrosos. Los hidrofluorocarburos y los perfluorocarburos (predominantes en sistemas de absorción de calor y en procesos de fabricación industrial, respectivamente), que representan un porcentaje minoritario del total, pueden producir un efecto invernadero mil veces mayor que el CO₂.

Respecto a la producción por sectores, ahora a nivel mundial (aunque a nivel europeo se mantienen tendencias similares), como indica la figura 1.3, los más contaminantes son la generación de energía en el sector industrial, el transporte, la agricultura y los procesos de combustión industrial [5].

Por ello, como muestra la figura 1.4, esta transición energética está enfocada en la aceleración del uso de energías renovables, con el objetivo de disminuir el uso de combustibles fósiles, reducir las emisiones y mitigar los impactos climáticos. Hasta la fecha, la producción de energía eléctrica se ha visto principalmente satisfecha por el carbón y el gas natural. Se prevé que para 2030 el carbón sufra una considerable disminución en su consumo y el gas natural tienda a estabilizarse, mientras que la energía fotovoltaica y la eólica tomen el relevo y se sitúen a la cabeza. Claro ejemplo de esto es China, que hasta las últimas décadas estableció el carbón como acicate para su desarrollo económico e industrial, colocándose como el país más contaminante del mundo (figura 1.5), pero que está mostrando claras tendencias al reemplazo progresivo de estos combustibles por energías de origen renovable [2].

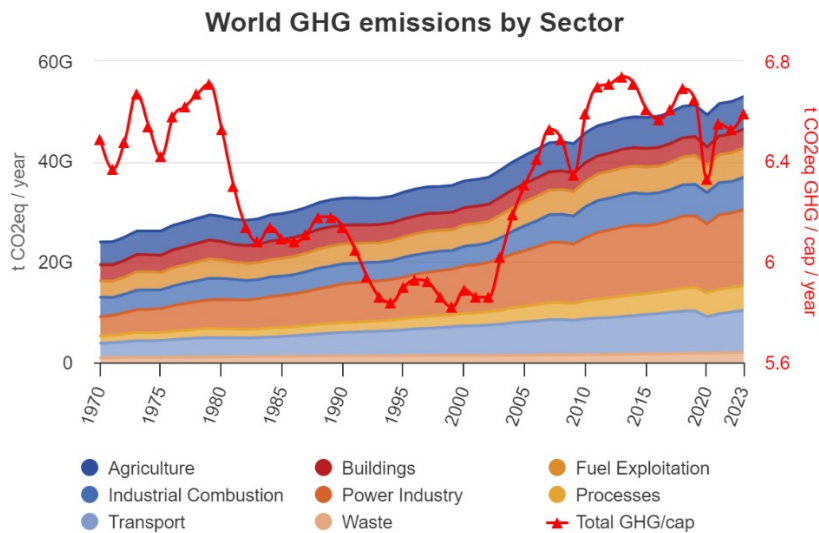


Figura 1.3 Emisiones mundiales de gases de efecto invernadero globales por sectores [5].

Pero no sólo la lucha contra el cambio climático es el motivo por el cual se están llevando a cabo todas estas series de medidas en el sector energético. Otros eventos que se han llevado a cabo durante este comienzo de siglo han sido los conflictos geopolíticos desarrollados en Europa del este y en Medio Oriente, concretamente protagonizados por la guerra de Rusia contra Ucrania y la de

Israel contra Palestina. Este tipo de eventos provocan una incertidumbre total sobre la evolución del precio de las materias primas (gas, carbón, etc.) de las que son los principales poseedores, debido a las duras sanciones y restricciones que se imponen unos a otros. Provocando grandes consecuencias sobre el desarrollo del sector industrial de los países circundantes, perjudicando su economía.

Un claro ejemplo es la UE en la guerra de Ucrania. Perjudicada atrozmente frente a los altos precios del gas que le imponía Rusia (principal exportador de gas) como respuesta a las sanciones económicas recibidas. Por ello, está dirigiendo sus políticas hacia una transición energética mucho más sostenible y, sobre todo, hacia una estabilidad e independencia que le permitan establecer ciertas bases en su crecimiento y una hoja de ruta estable en los próximos tiempos.

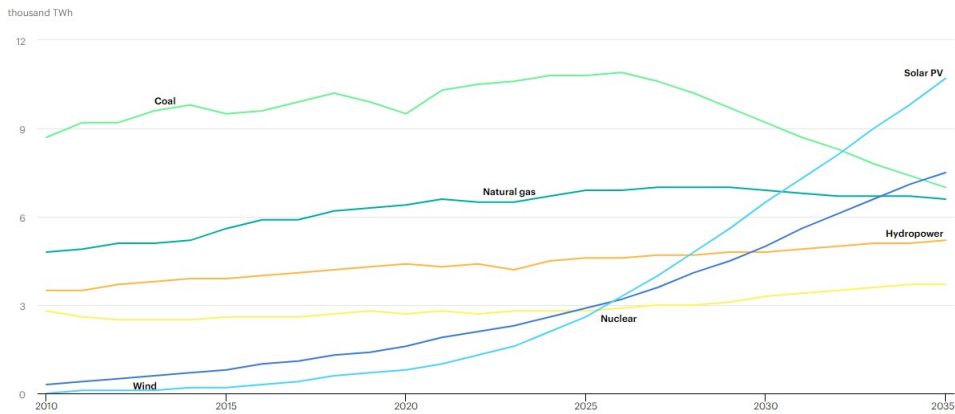


Figura 1.4 Evolución de las fuentes de generación de energía eléctrica [2].

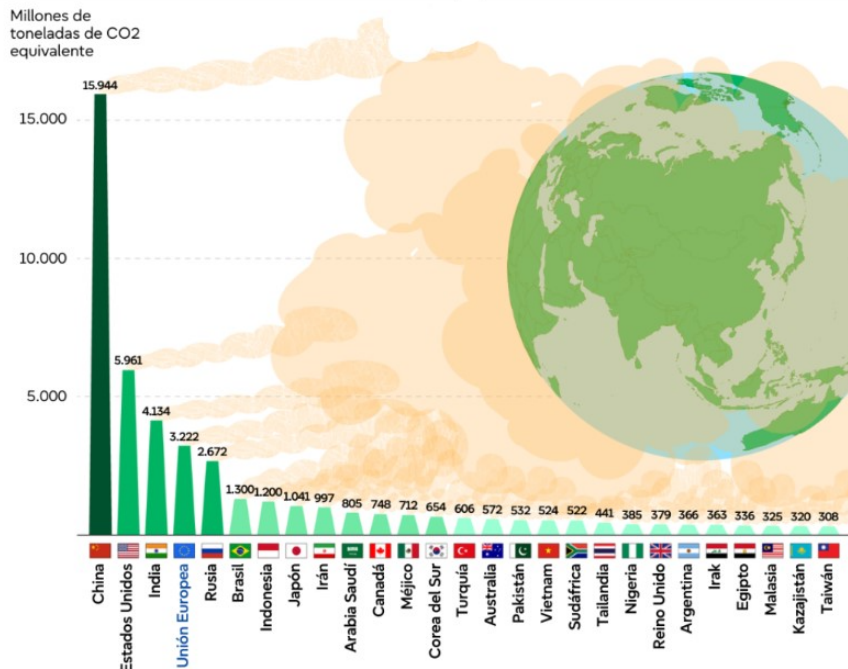


Figura 1.5 Principales emisores de gases de efecto invernadero del mundo [5].

En todo este panorama actual la adaptación de plantas de potencia, en concreto las plantas de ciclo combinado juegan un papel fundamental. Por ejemplo, en España que suponen en torno a un 20% de la producción de la energía eléctrica. Éstas irán orientándose a la implementación de energía renovable en partes del proceso con el objetivo de reducir la producción de emisiones y mejorar la eficiencia de estos ciclos.

1.2 Objetivo del proyecto

El objetivo de este proyecto es elaborar un anteproyecto que permita evaluar la viabilidad técnico-económica de un sistema de generación de potencia fundamentado en un ciclo combinado con hibridación termosolar. Se entiende como anteproyecto de acuerdo con la UNE 157001 como: *“Conjunto de documentos, en soporte físico, lógico u otro, que define las características generales de un producto, obra, instalación, servicio o software (soporte lógico), sin entrar en el detalle de las características de cada uno de los elementos de que se compone”*.

Que la elección del sistema de generación sea un ciclo combinado se justifica con el contexto energético actual ya expuesto anteriormente. Dicho ciclo se caracteriza por su mayor eficiencia y la reducción de emisiones de CO₂ en comparación con sistemas de producción de potencia convencionales como las plantas térmicas de carbón. Además, se trata de una tecnología muy asentada ofreciendo resultados satisfactorios a nivel comercial en comparación con otras.

Asimismo, para reducir la huella medioambiental del ciclo y el consumo de gas natural, dicha planta se hibridará con tecnología solar de concentración en el ciclo de baja, específicamente una torre solar de concentración que servirá para la producción de vapor en el HRSG. Por lo tanto, se tendrá un sistema de producción de energía eléctrica estable, con capacidad de respuesta para posibles fluctuaciones en la demanda y respetuoso con el medio ambiente.

1.3 Alcance del proyecto

En primer lugar, este proyecto comenzará con una búsqueda y análisis de los antecedentes y del estado del arte de la tecnología, con el objetivo de identificar posibles soluciones y definir esquemas preliminares de diseño.

A continuación, se llevará a cabo el prediseño tanto del ciclo combinado como de la tecnología termosolar de concentración seleccionada. En esta fase se abordarán aspectos como la ubicación de la planta, el dimensionamiento del campo solar y la elección de las distintas tecnologías y componentes que formarán parte del sistema.

Todo ello irá acompañado de una ingeniería básica de los principales equipos de la instalación: turbinas, intercambiadores de calor, generadores eléctricos, bombas, sistemas de refrigeración, receptor solar y campo solar. Asimismo, se incluirán planos y cálculos que respalden las decisiones de diseño adoptadas.

Por último, se desarrollará un estudio económico y de rentabilidad del proyecto, en el que se analizarán la inversión requerida, el período de recuperación y el costo nivelado de la energía, con el fin de justificar la viabilidad económica de la planta.

2 Estado del arte y de la tecnología

En este capítulo se explicará detalladamente el funcionamiento del ciclo combinado, así como el funcionamiento de la planta de concentración solar, y, a continuación, se describirá uno a uno la tecnología de los elementos que componen el mismo. Así mismo, se reflejarán las bases termodinámicas en las que se sostiene el ciclo combinado, que, como se verá a continuación, se fundamentan en las sinergias que tiene la utilización conjunta de una turbina de gas (ciclo de Brayton) y una turbina de vapor (ciclo de Rankine).

2.1 Bases termodinámicas del ciclo

2.1.1 Fundamentos del ciclo de Carnot

Las plantas de potencia de ciclo combinado, son aquellas en las que se genera energía eléctrica a partir de la quema de un combustible, en este caso gas natural. El ciclo combinado resulta de la interacción entre 2 ciclos termodinámicos, ciclo de Brayton para la turbina de gas y ciclo de Rankine para la turbina de vapor, por el cual se obtiene un rendimiento global mayor que la actuación de los 2 ciclos por separado. Esto se debe, y por ello la alta sinergia, a que en el ciclo de Brayton se trabaja a altas temperaturas y el de Rankine a bajas. El ciclo de Carnot (figura 2.1) es la base sobre la que descansan los ciclos. Dicho ciclo es el de mayor rendimiento posible, dados una fuente y un sumidero de calor a “ T_a ” y “ T_c ” respectivamente [6].

El proceso consta de las siguientes fases:

- Compresión isentrópica (1-2).
- Proceso reversible de absorción de calor a temperatura constante “ T_a ” (2-3).
- Expansión isentrópica (3-4).
- Proceso reversible de cesión de calor a temperatura constante “ T_c ” (4-1).

Respecto a la figura, 2.1 los valores “ W_c ” y “ W_e ” son los trabajos de compresión y extracción, respectivamente, “ Q_a ” es el calor aportado y “ Q_c ” es el calor cedido. En el que el rendimiento del ciclo puede definirse de la siguiente manera:

$$\eta_{Carnot} = \frac{W_n}{Q_a} = \frac{W_e - W_c}{Q_a} = \frac{Q_a - Q_c}{Q_a} = 1 - \frac{Q_c}{Q_a} = 1 - \frac{T_c \cdot (s_{03} - s_{02})}{T_a \cdot (s_{03} - s_{02})} = 1 - \frac{T_c}{T_a} \quad (2.1)$$

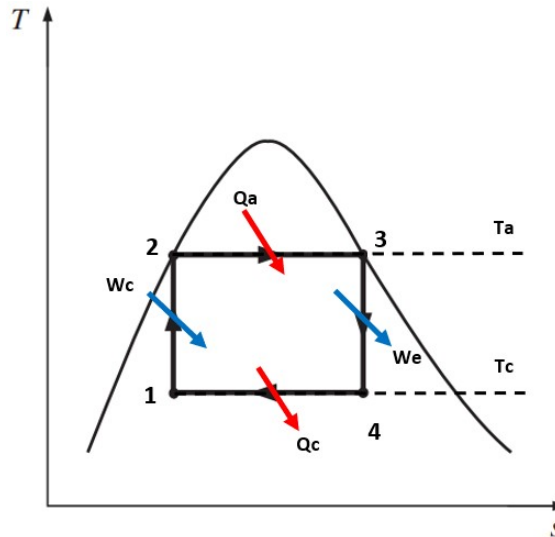


Figura 2.1 Diagrama T-s del ciclo de Carnot [6].

Sin embargo, el rendimiento de Carnot es un parámetro teórico, en la práctica se utilizará un parámetro que permita analizar el rendimiento potencial de cada tecnología, a través de un parámetro denominado “Temperatura media de aporte” (\bar{T}_a). Éste no es más que la temperatura media a la que se realiza el aporte de calor en el ciclo, y con la que se obtendrá el “Rendimiento de Carnot equivalente”.

$$\eta_{Carnot,eq} = 1 - \frac{T_c}{\bar{T}_a} \quad (2.2)$$

2.1.2 Fundamentos del ciclo de Rankine

El fluido de trabajo a utilizar en el ciclo Rankine será el agua, principalmente debido a su alta capacidad calorífica y que se trata de un fluido no tóxico. El ciclo de Carnot asociado a las turbinas de vapor (figura 2.2) presenta los siguientes inconvenientes:

Si se realizase el ciclo 1-2-3-4-1: el equipo de compresión trabajaría con vapor muy húmedo lo que no es tecnológicamente recomendable para dicho equipo ya que originaría problemas de erosión y cavitación por la excesiva humedad y el trabajo absorbido sería comparable con el desarrollado por la turbina [7].

Por otro lado, si se realizara el ciclo 1-2-5-6-1: el trabajo de la bomba sería muy alto y, además, sería imposible transferir calor a temperatura constante, ya que sólo existe calor sensible en fase líquida.

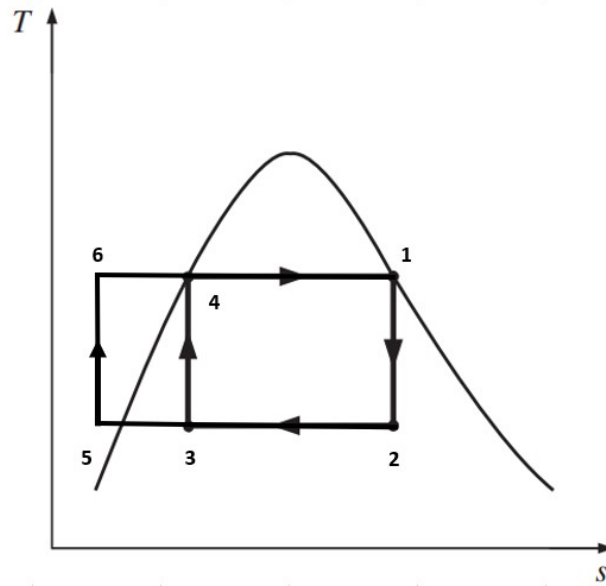


Figura 2.2 Desarrollo del diagrama T-s del ciclo de Rankine [7].

Por lo tanto, como refleja la figura 2.3, lo que se hará será comprimir el fluido hasta la presión necesaria impuesta por las necesidades del ciclo, y luego calentarlo en una caldera hasta la temperatura de entrada a la turbina impuesta en el proceso. Si se realiza el cierre por la fase líquida, el proceso es realizable y con poco consumo de energía [7].

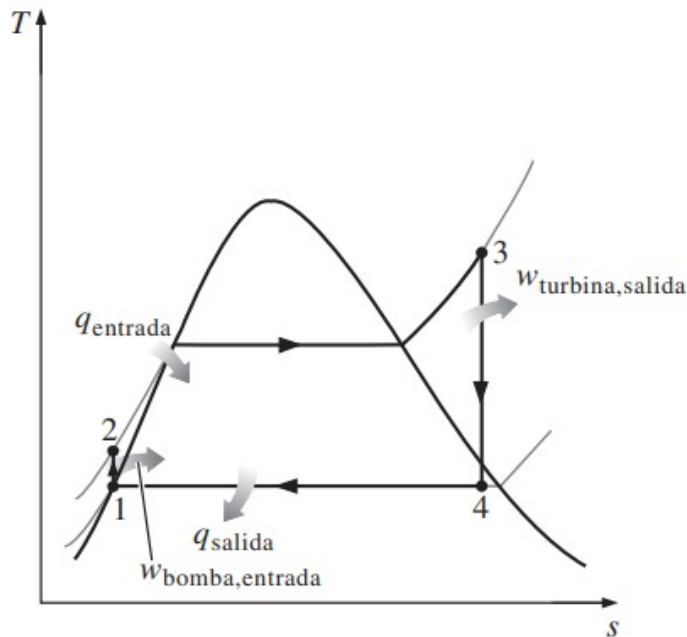


Figura 2.3 Diagrama T-s del ciclo de Rankine [8].

Donde " $Q_{entrada}$ " y " Q_{salida} " es el calor aportado y cedido, respectivamente, " $W_{bomba,entrada}$ " es el trabajo utilizado por la bomba y " $W_{turbina,salida}$ " es el que se extrae de la expansión del fluido a su paso por la turbina.

$$\text{Bomba}(Q = 0) : W_{\text{bomba,entrada}} = h_{2s} - h_1 \quad (2.3)$$

$$\text{Caldera}(W = 0) : Q_{\text{entrada}} = h_3 - h_{2s} \quad (2.4)$$

$$\text{Turbina}(Q = 0) : W_{\text{turbina,salida}} = h_3 - h_{4s} \quad (2.5)$$

$$\text{Condensador}(W = 0) : Q_{\text{salida}} = h_{4s} - h_1 \quad (2.6)$$

Aunque se abordará posteriormente con mayor detalle el tren de generación de vapor, lo habitual es que el vapor sea recalentado una vez concluido el proceso de vaporización (como se muestra en la figura 2.3), con el objetivo de incrementar su entalpía de entrada a la turbina y, en consecuencia, obtener un mayor trabajo en la expansión [7].

Por lo que el ciclo ideal se compone de los siguientes procesos:

- Compresión isentrópica en la bomba (1-2).
- Proceso reversible de absorción de calor a presión constante en la caldera (2-3).
- Proceso de expansión isentrópica en la turbina de vapor (3-4).
- Proceso reversible de cesión de calor a temperatura constante en el condensador (4-1).

Proceso en el que la bomba impulsa el agua proveniente del condensador (líquido saturado) (1) y la impulsa al generador de vapor (2). En el punto (3) el agua sale como vapor sobrecalentado, para dirigirse a la turbina de vapor, donde se expande isoentrópicamente disminuyendo su temperatura y presión, obteniendo trabajo mecánico en el eje. El fluido que sale de la turbina está en estado bifásico (4s), que pasará por el condensador para enfriarse y repetir el ciclo.

El ciclo Rankine mostrado en la figura 2.3, es el ideal, sin embargo, a la hora de trasladarlo al ámbito real, tendrán lugar irreversibilidades internas originadas en el interior de los elementos de la instalación, principalmente relacionadas con los procesos de compresión y expansión.

Las pérdidas de rendimiento interno de la turbina ocasionan disminución del trabajo de expansión y un aumento del calor cedido en el condensador.

Mientras que en la bomba se originará el efecto contrario, al no ser una máquina ideal, el trabajo empleado para llevar al fluido a condiciones óptimas será mayor. Todo ello da a lugar al ciclo de Rankine mostrado en la figura 2.4.

Por lo tanto, se tendrá una disminución del trabajo específico del ciclo, ya que, " W_t " < " W_{ts} " y " W_{bs} " < " W_b ". Siendo " W_{bs} " y " W_{ts} " el trabajo isentrópico realizado por la bomba y la turbina respectivamente, y " W_t " y " W_b " los trabajos reales una vez aplicadas las irreversibilidades.

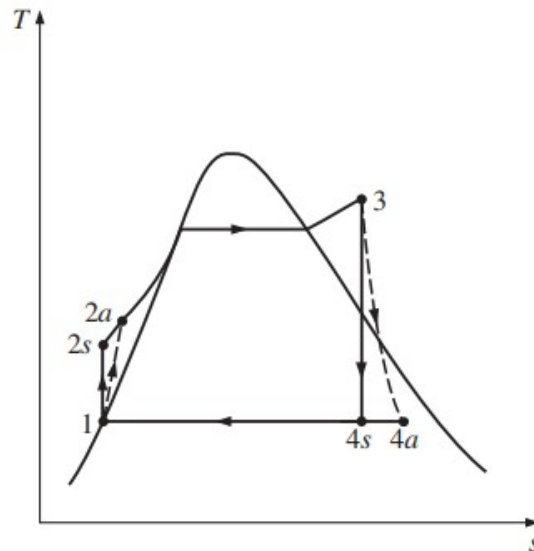


Figura 2.4 Irreversibilidades en la expansión y compresión del ciclo Rankine con recalentamiento en el diagrama T-s [8].

Por lo que el rendimiento del ciclo, si es definido en función del trabajo obtenido y el calor aportado, disminuiría porque aumentaría la cantidad de calor cedido al medio, ya que el condensador tiene que realizar un trabajo mayor debido a que el fluido sale de la turbina con mayor entalpía.

$$\eta = \frac{W_e - W_c}{Q_a} = 1 - \frac{Q_c}{Q_a} \downarrow \quad (2.7)$$

También existen irreversibilidades internas relacionadas a las pérdidas de carga en conducciones (generador de vapor y condensador) y válvula de regulación, por lo que siempre se trabajará a una presión mayor, pero siempre a la misma entalpía.

Los comportamientos no isentrópicos de bomba y de turbina se tienen en cuenta a través de sus rendimientos internos. En el caso de las pérdidas de carga en caldera y válvula de regulación, se supone que éstas tienen lugar a entalpía constante. También existen irreversibilidades externas originadas por las diferencias finitas de temperaturas entre los fluidos en la caldera y el condensador [7].

$$\eta_{Turbina} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} \quad (2.8)$$

$$\eta_{Bomba} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (2.9)$$

Una vez descrito el ciclo básico de Rankine, dicho ciclo es susceptible de recibir modificaciones para mejorar el rendimiento de la instalación.

Si se aumenta la temperatura de vapor vivo, aumentará el rendimiento del ciclo ya que se incrementará la temperatura media de aporte, se obtendrá un mayor trabajo específico debido a que la turbina experimentará un mayor salto entálpico, reduciendo la humedad en el escape de la turbina.

Si se incrementa la presión de vapor vivo, también aumentará la temperatura media de aporte, y, “aparentemente” aumentaría el trabajo específico (figura 2.5). Se remarca aparentemente porque debido a la naturaleza de las isothermas, que cambian su pendiente para presiones altas, puede darse

que el salto entálpico experimentado por el incremento de presión sea menor que el salto entálpico que tenga lugar a una presión menor [7].

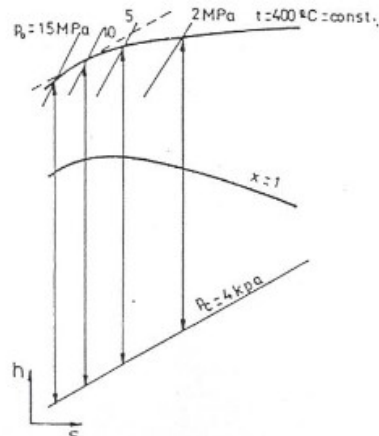


Figura 2.5 Comportamiento de isotermas e isóbaras frente a la modificación de la presión de escape de la turbina en el diagrama $h - s$ [8].

Otro parámetro que se podría modificar sería la presión de condensación (figura 2.6), reduciéndola en este caso para obtener una menor temperatura de cesión de calor (T_c). Esto conllevará a un incremento del trabajo específico en la turbina, pero incrementará la humedad en el escape de la misma.

La temperatura de condensación, está limitada por:

- Temperatura del foco frío, es decir, del refrigerante utilizado.
- Calentamiento máximo que pueda experimentar el refrigerante.
- De las cercanías máximas que sea capaz el intercambiador de calor de ofrecer.

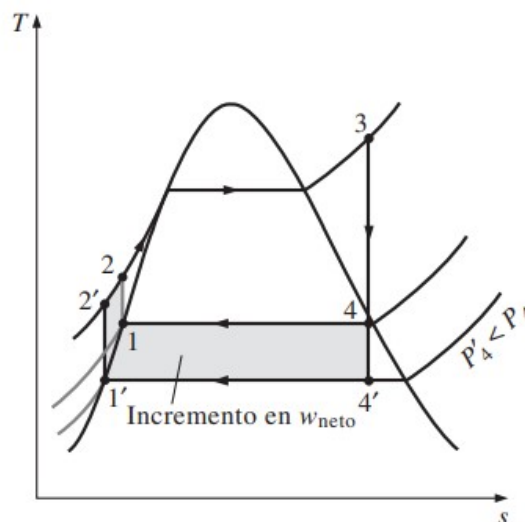


Figura 2.6 Modificación de " T_c " en el diagrama $T-s$ del ciclo de Rankine [8].

Dejando a un lado la modificación de parámetros termodinámicos, una de las modificaciones más comunes del ciclo de Rankine es el recalentamiento intermedio (figura 2.7), cuyo objetivo principal es reducir la humedad en los últimos escalonamientos de la turbina y como consecuencia de esto, aumentar el rendimiento interno de la turbina.

La forma más común de realizar el recalentamiento es redirigiendo el escape del cuerpo de alta al generador de vapor para volver a llevarlo a la temperatura de vapor vivo. Se debe prestar atención a la presión de recalentamiento porque puede ser que disminuya el rendimiento del ciclo.

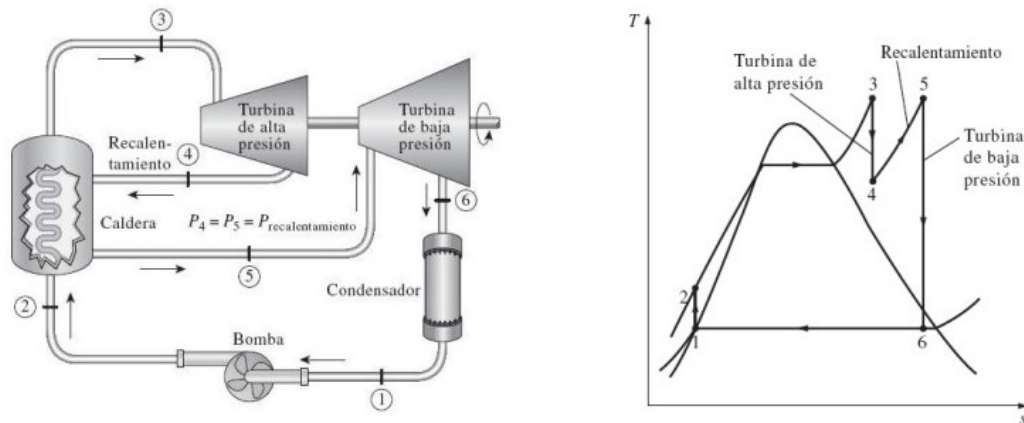


Figura 2.7 Diagrama esquemático y diagrama T-s del ciclo de Rankine con recalentamiento [9].

2.1.3 Fundamentos del ciclo de Brayton

Es el ciclo en el que se basa el funcionamiento de las turbinas de gas, dicho ciclo no es un ciclo termodinámico cerrado, ya que el fluido que entra, aire en condiciones ambientales, no es el mismo que el fluido de salida que son los gases de combustión. Sin embargo, en los diagramas termodinámicos la entrada y salida del ciclo estarán unidas por una “línea virtual” que se explicará en unos instantes [6].

El ciclo ideal (figura 2.8) consta de las siguientes fases:

- Proceso 1 - 2: Compresión isoentrópica del aire.
- Proceso 2 - 3: Absorción de calor reversible a presión constante.
- Proceso 3 - 4: Expansión isoentrópica de los gases de combustión.
- Proceso 4 - 1: Cesión de calor reversible a presión constante.

Para la idealización del ciclo se configurará como un ciclo cerrado en el que se situará un intercambiador de calor a la salida de la turbina y entrada del compresor en el que los gases de escape cederán su calor (figura 2.9). En el ciclo abierto la línea que une los puntos 1 y 4 “línea virtual” no existe, sin embargo, se representa así para indicar que ambos puntos se encuentran a la misma presión [6].

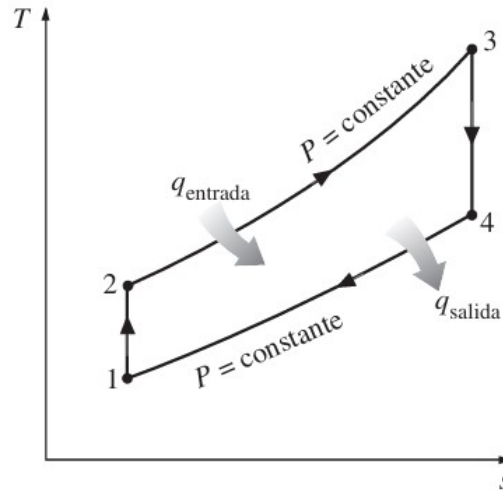


Figura 2.8 Diagrama T-s del ciclo de Brayton [8].

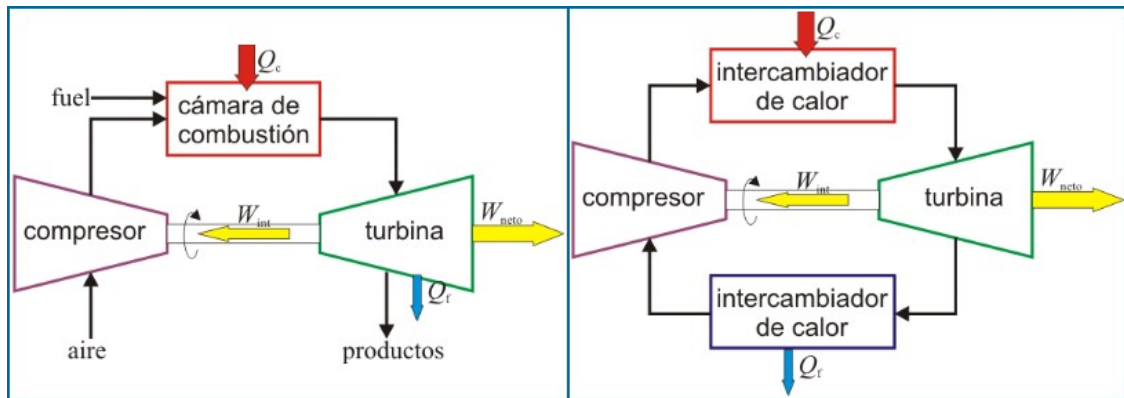


Figura 2.9 Diagrama esquemático del ciclo abierto y cerrado del ciclo de Brayton [10].

En el que " Q_c " y " Q_f " son los calores aportados y cedidos, respectivamente, " W_{int} " el trabajo consumido y " W_{neto} " el trabajo extraído del proceso. Una vez mostrados el diagrama T-s se procederá a deducir la ecuación del rendimiento como se hizo con el ciclo de Carnot.

Si se expresa el rendimiento en función de los calores aportados:

$$\eta = \frac{|Q_c| - |Q_f|}{|Q_c|} = 1 - \frac{|Q_f|}{|Q_c|} \quad (2.10)$$

Se puede expresar el rendimiento en función de las temperaturas:

$$\eta = 1 - \frac{|Q_f|}{|Q_c|} = 1 - \frac{nc_{cp} \cdot (T_D - T_A)}{nc_{cp} \cdot (T_C - T_B)} = 1 - \frac{T_D - T_A}{T_C - T_B} \quad (2.11)$$

En el que se observa que el rendimiento no depende de la cantidad de aire introducido, ya que "n" se anula.

Como los procesos B-C y D-A son isóbaros y A-B y C-D son adiabáticos (se suponen reversibles) cumplen la ley de Poisson:

$$p_A V_A^\gamma = p_B V_B^\gamma \quad (2.12)$$

$$p_C V_C^\gamma = p_D V_D^\gamma \quad (2.13)$$

La relación de capacidades caloríficas a presión constante y a volumen constante es $\gamma = 1,4$, y sustituyendo la ecuación de los gases ideales, $V = \frac{nRT}{p}$, se obtienen las relaciones entre presiones y temperaturas [10].

$$p_A^{1-\gamma} \cdot T_A^\gamma = p_B^{1-\gamma} \cdot T_B^\gamma \quad (2.14)$$

$$p_C^{1-\gamma} \cdot T_C^\gamma = p_D^{1-\gamma} \cdot T_D^\gamma \quad (2.15)$$

Sustituyendo la igualdad de presiones y dividiendo, se obtiene la siguiente igualdad:

$$\frac{T_D}{T_A} = \frac{T_C}{T_B} \quad (2.16)$$

De la que se obtendría, restando la unidad a cada miembro e intercambiando el denominador del primer miembro, con el número del último, lo siguiente:

$$\frac{T_D - T_A}{T_C - T_B} = \frac{T_A}{T_B} \quad (2.17)$$

Que coincide con el término del rendimiento expuesto anteriormente por lo que se puede reescribir la ecuación del rendimiento:

$$\eta = 1 - \frac{T_D - T_A}{T_C - T_B} = 1 - \frac{T_A}{T_B} \quad (2.18)$$

De lo que se deduce que el rendimiento del ciclo solamente depende de la temperatura inicial y final del proceso de compresión. Como $T_B < T_C$, siendo T_C la máxima temperatura que alcanza el aire, el ciclo tendrá un rendimiento menor que el de Carnot que opere entre las mismas T_A y T_C .

Si se aplica de nuevo la relación de Poisson (ec. 2.12), es posible expresar el rendimiento en función de la relación de compresión, por lo que se deduce que el rendimiento de un Ciclo Brayton, depende de la relación de compresión "r" del ciclo [10].

$$\eta = 1 - \frac{T_A}{T_B} = 1 - \left(\frac{p_A}{p_B}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.19)$$

Por tanto, la eficiencia del ciclo será mayor a medida que aumente la relación de compresión y γ como se muestra en la figura 2.10, reflejando la importancia del proceso de compresión [10].

Los 2 tipos de montaje más comunes de este ciclo son:

- Montaje en un eje: en el cual compresor, turbina y alternador están conectados en un único eje. Dicho montaje tiene mayor inercia por lo que se reduce el riesgo de aceleración de la misma y se puede utilizar un alternador para arrancar el motor.
- Montaje en 2 ejes: en el que se tendrá en primer lugar el "generador de gas" compuesto por el compresor, cámara de combustión y turbina de alta presión. Y luego, en el eje de baja, se tendrá la turbina de potencia conectada al alternador. En este sistema como el generador de gas no está conectado al alternador no existirá limitación de la velocidad de giro y es más flexible en términos operativos [6].

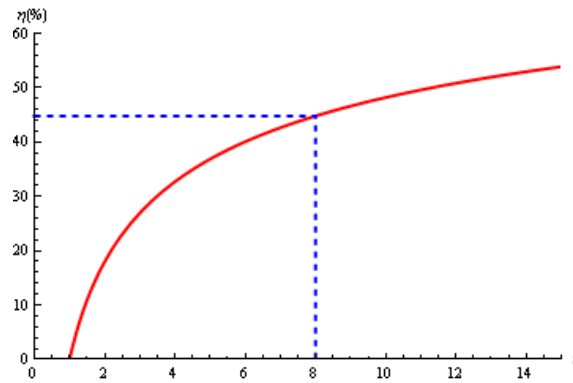


Figura 2.10 Evolución del rendimiento del ciclo de Brayton en función de la relación de compresión [10].

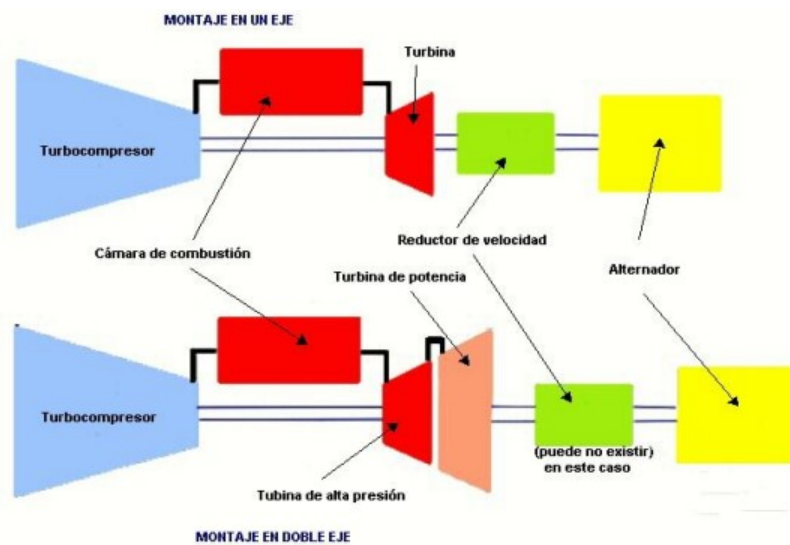


Figura 2.11 Montaje en un eje y doble eje del ciclo de Brayton [11].

Además, al igual que en el ciclo de Rankine, existen configuraciones de este ciclo con el que se aplican mejoras en el proceso.

El ciclo regenerativo de la turbina de gas (figura 2.12) tiene como objetivo principal la recuperación de la energía contenida en los gases de escape de la turbina con el objetivo de precalentar el aire de entrada a la cámara de combustión y ahorrar en el uso de combustible.

Para ello la temperatura de salida de los gases de escape debe de ser mayor que la de entrada a la cámara de combustión $T_{02} < T_{04}$, por lo que se buscará tener relaciones de compresión bajas.

La variación en el gasto de combustible no varía la potencia entregada por la turbina, pero si modifica el rendimiento global, porque se utiliza menor cantidad de combustible. Aunque un factor que cobrará mayor importancia son las pérdidas de carga en ambos lados del regenerador que disminuirán el trabajo específico del ciclo [6].

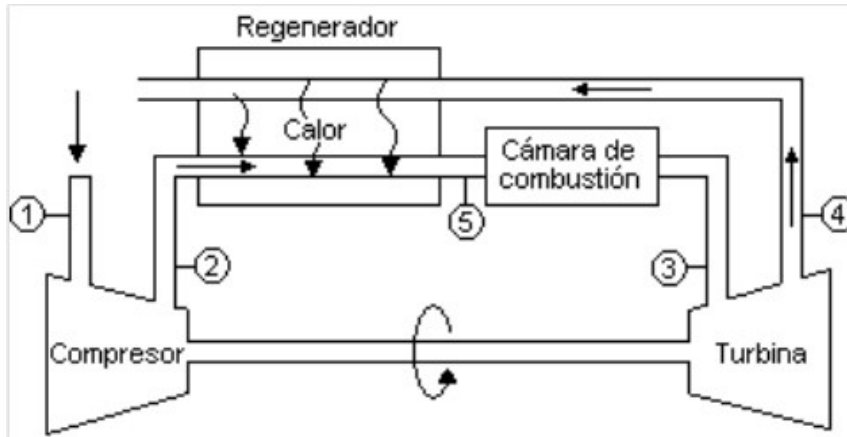


Figura 2.12 Ciclo de Brayton regenerativo [11].

Otra configuración común del ciclo de Brayton es la denominada el ciclo compuesto, en el cual se puede diferenciar a su vez 2 tipologías: el ciclo compuesto con compresión escalonada (figura 2.13) cuyo objetivo principal es minimizar el trabajo de compresión y el ciclo compuesto de expansión escalonada (figura 2.14) en el que se trata maximizar el trabajo de expansión, ambas con el mismo objetivo en común, aumentar el trabajo específico del ciclo, penalizando, eso sí, el rendimiento [6].

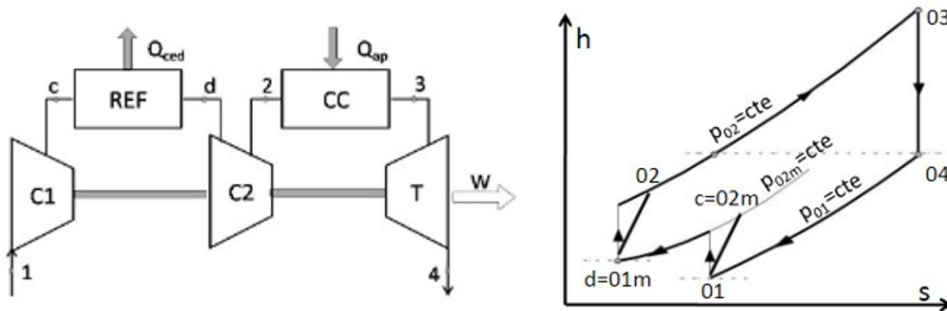


Figura 2.13 Diagrama esquemático y h-s del ciclo Brayton con compresión escalonada [6].

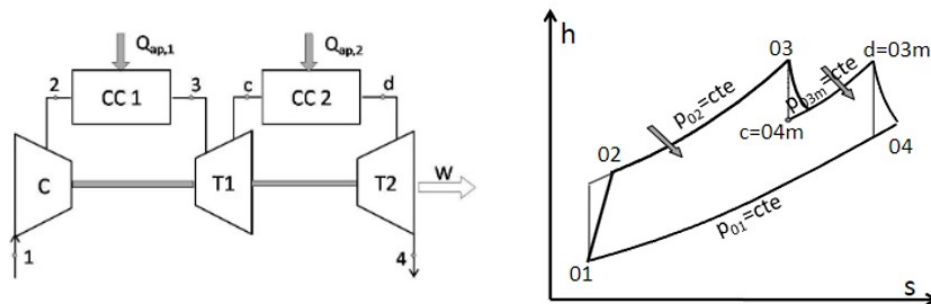


Figura 2.14 Diagrama esquemático y h-s del ciclo Brayton con expansión escalonada [6].

2.1.4 Fundamentos del ciclo de combinado

Una vez ya analizados el ciclo de Rankine y el ciclo de Brayton, en la tabla 2.1 se encuentran los rangos típicos de temperatura de admisión y escape de la turbina de vapor y de la turbina de gas.

Tabla 2.1 Temperaturas de admisión, cesión y rendimiento equivalente de Carnot de la turbina de gas y vapor [6] .

	Turbina de gas	Turbina de vapor
Temperatura de admisión [°C]	750-1200	350-450
Temperatura de cesión [°C]	275-450	30-80
Rendimiento equivalente de Carnot [%]	45-50	45-57

Se observa que el rango de temperaturas de los gases de salida de la turbina de gas, son altamente compatibles con las temperaturas de entrada que necesita el vapor a la turbina en el ciclo de Rankine. De ahí surge la potente sinergia que existe en la unión entre estos 2 ciclos, obteniendo así un ciclo que es capaz de aprovechar la energía que contienen los gases de escape de la turbina de gas para calentar agua empleada en el ciclo de vapor.

El funcionamiento del ciclo combinado (figura 2.15) es el siguiente, se introduce aire el cual va a ser comprimido, por un compresor, el cual comparte eje con la turbina de gas, y es dirigido a la cámara de combustión. Aquí se mezcla con un combustible, normalmente gas natural, que se quemará aumentando la temperatura y el volumen específico de la mezcla.

Dicha mezcla de gases se dirigirá a la turbina de gas donde se expandirá, girando los álabes del rotor, que se encuentra conectado a un generador con el cual se producirá energía eléctrica.

A continuación, los gases de escape, que aún conservan una temperatura considerablemente elevada, se dirigen hacia la caldera de recuperación, donde el calor que contienen se aprovecha para el calentamiento del agua y su transformación en vapor. Una vez que este vapor alcanza las condiciones requeridas, se introduce en la turbina de vapor, donde experimenta un proceso de expansión que hace girar el rotor acoplado a un generador, produciendo así energía eléctrica.

Los gases de escape que salen de la caldera de recuperación, si todavía poseen algo de energía tras este intercambio, pueden utilizarse para aportar calor a otro proceso, y, posteriormente, ser expulsados al ambiente a través de la chimenea. Controlando la temperatura a la que son expulsados dichos gases de escape a la atmósfera, ya que si se expulsan muy fríos pueden generar sustancias corrosivas no deseables.

Por otro lado, el vapor que sale de la turbina de vapor, se dirige a un condensador, y, a través de un refrigerante, se condensa y es redirigida al compresor donde realizará de nuevo el ciclo. Por lo que el ciclo de alta (ciclo de Brayton) es un ciclo abierto, y el de baja (ciclo de Rankine) uno cerrado.

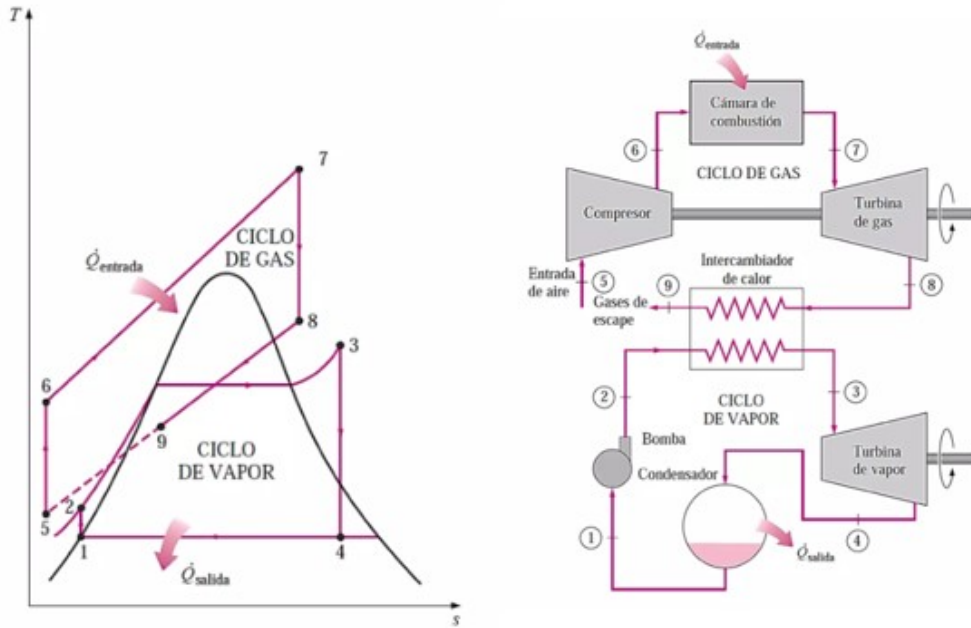


Figura 2.15 Diagrama esquemático y diagrama T - s del ciclo combinado con un nivel de presión [12].

El rendimiento del ciclo combinado se puede calcular en función del rendimiento de sus componentes (figura 2.17), para ello en primer lugar se definirán las variables a utilizar:

- Q_B : Calor aportado al ciclo de alta.
- W_H : trabajo producido por el ciclo de alta
- Q_{HC} : Calor cedido en el ciclo de alta
- Q_P : Pérdidas en el ciclo de alta
- Q_L : calor aportado en el ciclo de baja
- W_L : trabajo producido por el ciclo de baja
- Q_{LC} : calor cedido por el ciclo de baja

$$v_p = \frac{Q_P}{Q_B} \quad (2.20)$$

$$Q_L = Q_{HC} - Q_P = Q_B \cdot (1 - \eta_h) - v_p \cdot Q_B \quad (2.21)$$

$$\eta_{Ciclo} = \frac{W_H - W_L}{Q_B} = \frac{Q_B \cdot \eta_h + Q_L \cdot \eta_L}{Q_B} = \frac{Q_B \cdot (\eta_h + \eta_L \cdot (1 - \eta_H) - v_p \cdot \eta_L)}{Q_B} \quad (2.22)$$

$$\eta_C = \eta_H + \eta_L \cdot (1 - \eta_H) - v_p \cdot \eta_L = \eta_H + \eta_L - \eta_H \cdot \eta_L - v_p \cdot \eta_L \quad (2.23)$$

Expresando el rendimiento del intercambio de calor entre los ciclos:

$$\eta_B = \frac{Q_L}{Q_{HC}} = \frac{Q_{HC} - Q_P}{Q_{HC}} = 1 - \frac{Q_P/Q_B}{Q_{HC}/Q_B} = 1 - \frac{v_p}{1 - \eta_H} \rightarrow v_p = (1 - \eta_B) \cdot (1 - \eta_H) \quad (2.24)$$

Reajustando términos y expresando el rendimiento global del ciclo en función del rendimiento de cada equipo por separado quedaría:

$$\eta_C = \eta_H + \eta_B \cdot \eta_L - \eta_B \cdot \eta_L \cdot \eta_H \quad (2.25)$$

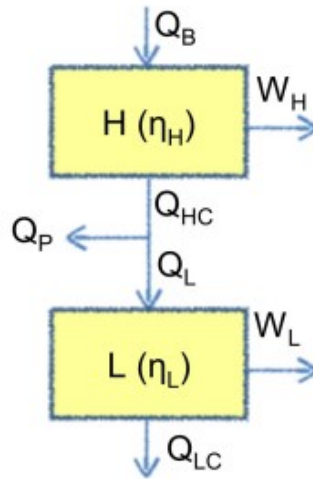


Figura 2.16 Diagrama de bloques del ciclo combinado [12].

En la tabla 2.2 se incluyen los valores característicos del ciclo combinado, observándose como tiene un rendimiento equivalente de Carnot superior a la de los 2 ciclos que lo componen actuando por separado.

Tabla 2.2 Comparativa de la temperatura de admisión, cesión y rendimiento equivalente de Carnot de la turbina de gas y de vapor frente al ciclo combinado [6].

	Turbina de gas	Turbina de vapor	Ciclo combinado
Temperatura de admisión [°C]	750-1200	350-450	750 - 1200
Temperatura de cesión [°C]	275-450	30-80	30 - 80
Rendimiento equivalente de Carnot [%]	45-50	45-57	65-78

A continuación, se describirán algunas de las configuraciones que presenta el ciclo combinado en función de los distintos niveles de presión que se definan en la caldera.

- Ciclo combinado a 1 nivel de presión:

Se trata de la configuración más simple del ciclo, algunas con combustión suplementaria.

Según fueron aumentando las potencias de las instalaciones, se buscaron alternativas para mejorar el rendimiento del ciclo. Dicha mejora se consigue disminuyendo el área que existe entre la curva del enfriamiento de gases y calentamiento del agua-vapor en el diagrama T-Q (figura 2.17). En la que la línea roja representa la temperatura de los gases de escape y la azul el aumento de temperatura que experimenta el agua-vapor (diagrama que se describirá en profundidad más adelante).

En un ciclo combinado, un mayor nivel de presión no garantiza un aumento del rendimiento. Si bien una mayor presión de entrada en la turbina incrementa el salto entálpico y mejora su desempeño, también eleva la temperatura de evaporación en la caldera, lo que reduce la producción de vapor y provoca que los gases de escape salgan a mayor temperatura, disminuyendo así su eficiencia global.

El punto óptimo de presión, donde se maximizan ambos rendimientos, se encuentra alrededor de los 65 bar. Una manera efectiva de aumentar el rendimiento es utilizar diferentes niveles de presión en la caldera de recuperación [7] [13] [14].

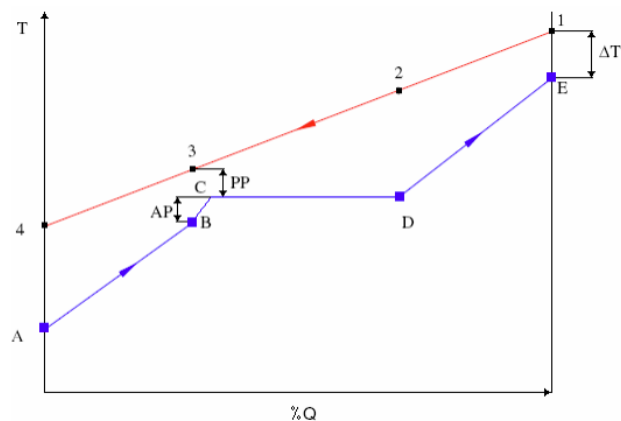
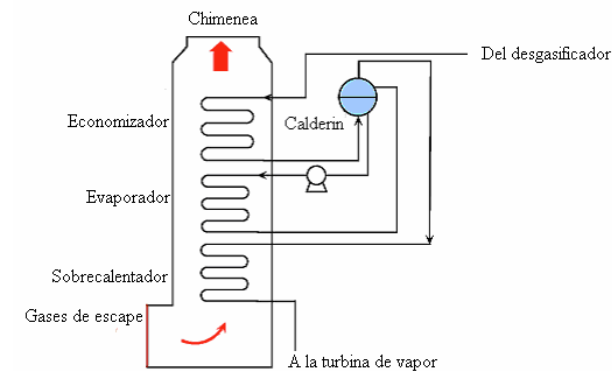


Figura 2.17 Diagrama T-Q y diagrama esquemático de la caldera de recuperación de un ciclo combinado a un nivel de presión [14].

- Ciclo combinado a 2 niveles de presión:

Este tipo de ciclos a su vez se pueden encontrar en 2 distintas configuraciones:

- En paralelo (figura 2.18): el agua se encuentra a diferentes niveles de presión, pero a temperaturas similares. Cada una recorre caminos independientes en su nivel. Aquí el economizador se divide en 2 secciones la de alta presión y la de baja [14].
- En cascada (figura 2.19): empleada cuando se trabaja con combustibles con bajo contenido en azufre debido a la baja temperatura de salida con la que sale del intercambio. Aquí toda el agua entra al economizador a baja presión, es en el calderín de baja presión donde se extrae parte del agua y se bombea hacia el nivel de alta presión.

En este tipo de configuraciones la presión de alta no suele sobrepasar los 105 bar. Por otro lado, la presión del ciclo de baja no debe ser inferior a 3 bar, siendo 5 bar un valor estándar, debido a que el incremento de potencia obtenido en la turbina no compensa el incremento del costo de, sobre todo, los últimos escalonamientos de la turbina y para evitar la presencia de altos niveles de humedad en los mismos [13].

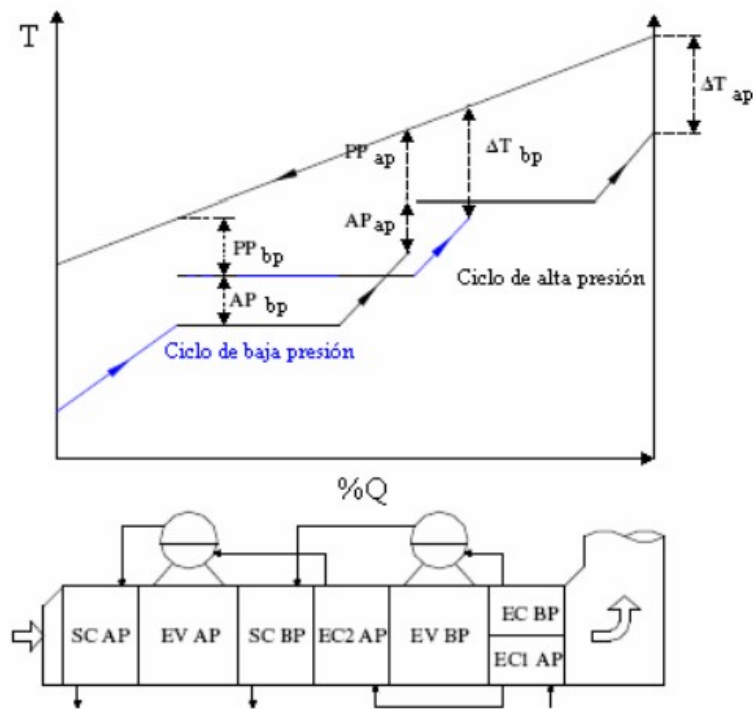


Figura 2.18 Diagrama T-Q y diagrama esquemático el HRSG de un ciclo combinado con 2 niveles de presión en paralelo [14].

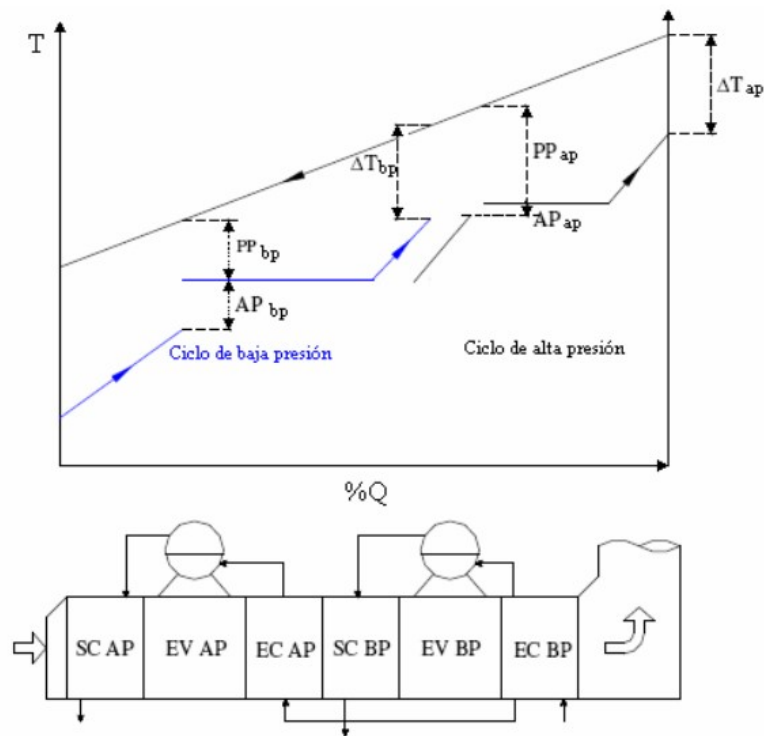


Figura 2.19 Diagrama T-Q y diagrama esquemático del HRSG de un ciclo combinado con 2 niveles de presión en cascada [14].

- Ciclo combinado a 3 niveles de presión:

Al introducir un nuevo nivel de presión aumentará la eficiencia del intercambio, ya que se aumentará la cercanía de ambas curvas (figura 2.20). También existen configuraciones en serie o en paralelo. Dicha configuración suele presentar recalentamiento [14].

Importante mencionar que este tipo de ciclos también aceptan recalentamientos en los diversos niveles de presión, con el objetivo, como se explicó en el apartado 2.1.2, de reducir el nivel de humedad en el escape de la turbina y, como se aumenta la temperatura media de aporte, aumentar el rendimiento del ciclo.

En los ciclos combinados de 3 niveles de presión, para un rango bajo de altas presiones (en torno 50 – 70 bar), una presión intermedia baja (en torno a los 10 bar) ofrece mejores prestaciones que si se establece una presión intermedia de 30 bar, la cual se considera alta. Dicha tendencia es revertida según se aumenta la presión de alta. La presión de baja, es similar al caso anterior, estableciéndose en torno a los 5 bar [13].

Por último, este tipo de ciclos también es apto para trabajar en condiciones supercríticas (figura 2.21), es decir, por encima de la presión crítica donde el agua experimenta un cambio de fase sin transición. Al no existir dicho cambio de fase, la zona plana (la correspondiente al evaporador) desaparece disminuyendo la cercanía entre curvas [14].

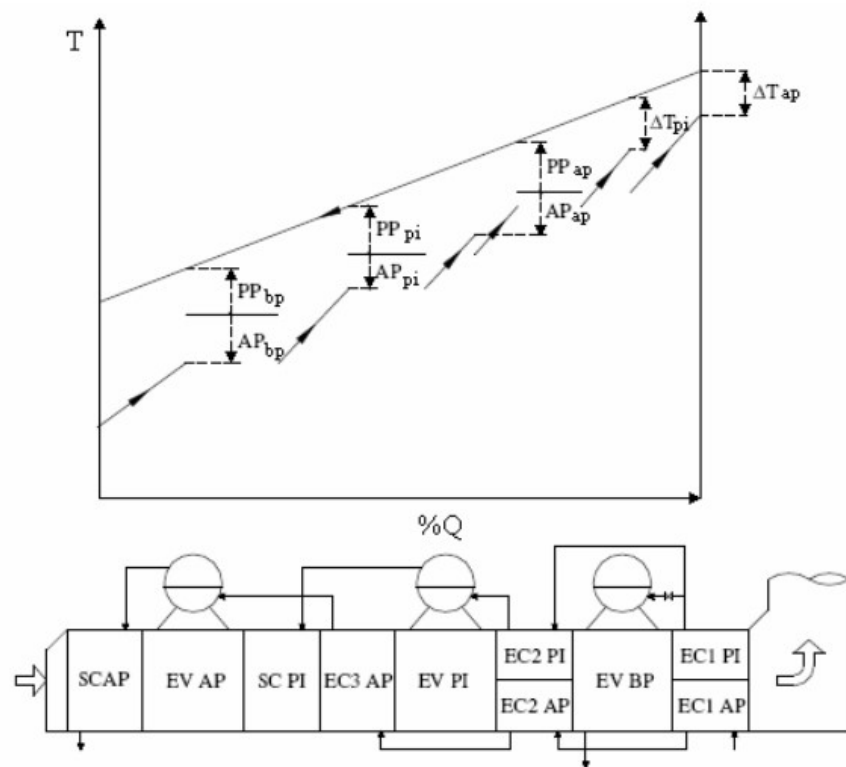


Figura 2.20 Diagrama T-Q y diagrama esquemático el HRSG de un ciclo combinado con 3 niveles de presión [14].

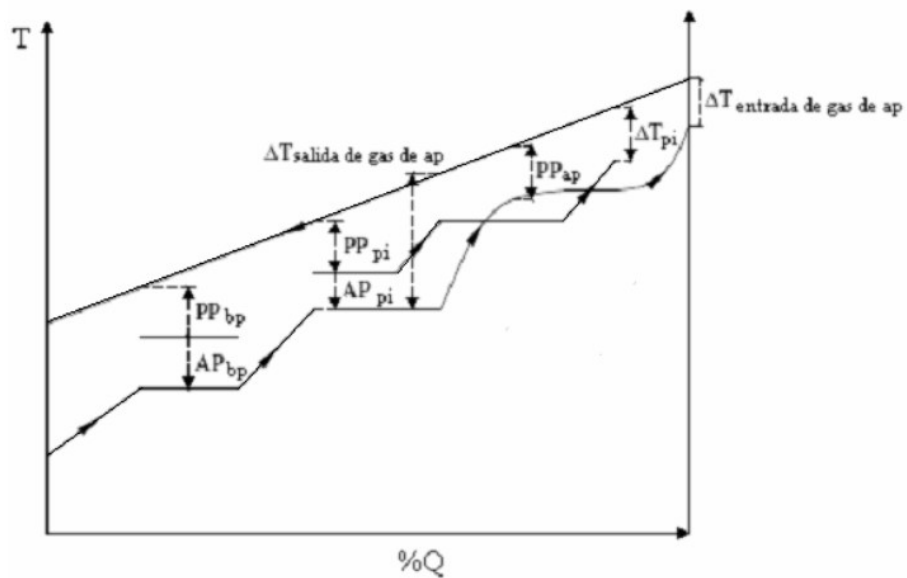


Figura 2.21 Diagrama T-Q de una HRSG que trabaja a 3 presiones en condiciones supercríticas [14].

2.2 Componentes del ciclo de combinado

En el siguiente apartado se describirán todos los equipos que conforman el ciclo combinado descrito anteriormente con el objetivo de entender mejor su funcionamiento.

2.2.1 Turbina de gas

En primer lugar, es definido el concepto de máquina térmica: “Conjunto de elementos mecánicos que permite intercambiar energía mecánica con el exterior (generalmente a través de un eje) a partir de la energía contenida en el fluido que la atraviesa que sufre una variación apreciable en su volumen específico”. Las turbinas de gas se tratan de un tipo de máquinas térmicas motoras (figura 2.22) ya que la energía almacenada por el fluido que la atraviesa va disminuyendo a lo largo de la máquina. Y, por último, se tratan de turbomáquinas ya que la masa de fluido desplazada no se caracteriza por situarse en un entorno definido [15].

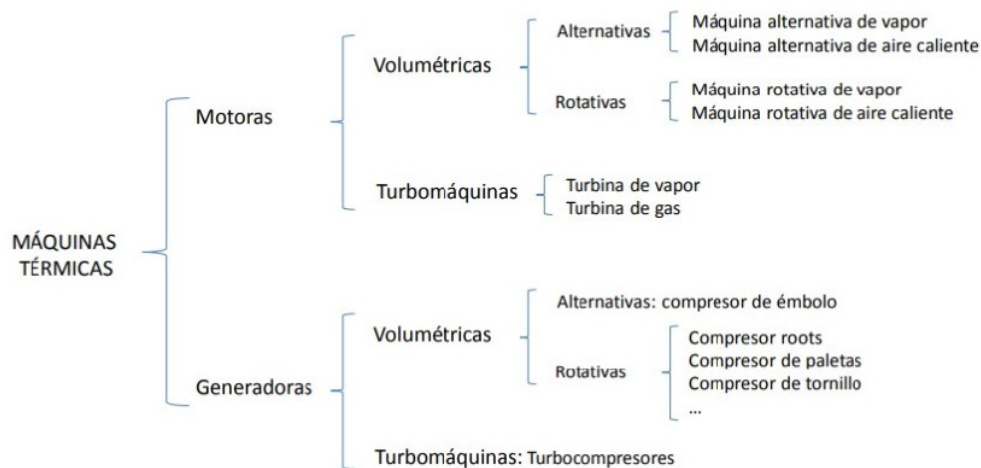


Figura 2.22 Clasificación de las Máquinas Térmicas [15].

La turbina de gas está compuesta por 3 elementos: compresor, cámara de combustión y turbina.

Como se expuso con anterioridad en este equipo se desarrolla el ciclo de Brayton, el cual comienza realizando una compresión del aire de entrada, éste a continuación será utilizado como comburente para mezclarlo con combustibles y producir gases de combustión a alta presión y temperatura.

El combustible comúnmente utilizado es el gas natural, aunque también se podría utilizar cualquier gas inflamable o productos petrolíferos destilados ligeros, siempre con el objetivo de minimizar las emisiones y facilitar el mantenimiento. Por último, dichos gases de combustión se expandirán en la turbina de gas, hasta las condiciones establecidas, intercambiando la energía térmica que poseen en energía mecánica al mover el rotor de la turbina para producir energía eléctrica a través del generador y también haciendo funcionar al compresor [15].

Éstas se pueden clasificar, como montaje en un eje o en doble eje, sin embargo, también pueden clasificarse según su finalidad:

- **Aeroderivadas:** en un principio fueron diseñadas con fines aeronáuticos, sin embargo, han sido adaptadas para la producción de energía eléctrica en plantas industriales o microturbinas (figura 2.23). Se caracterizan por su gran fiabilidad, su alta relación potencia / peso y versatilidad en su operación. Son las más utilizadas a día de hoy [16].

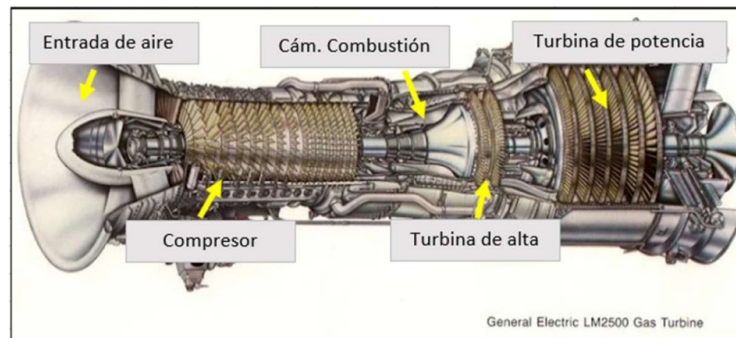


Figura 2.23 Elementos principales de una Turbina de Gas LM2500 de General Electric (aeroderivada).

- **Industriales:** su principal función es la de generación de energía eléctrica, buscando altas potencias y largos períodos de operación en continuo. Pueden alcanzar potencias de hasta 500 MW, moviendo grandes cantidades de aire a bajas velocidades (comportamiento contrario a las aeroderivadas) [16].

2.2.2 Caldera de recuperación de calor (HRSG)

La caldera de recuperación o, como será nombrada a partir de ahora “HRSG” (Heat Recovery Steam Generator), es el nexo de unión entre el ciclo de alta y el ciclo de baja. Se trata de un intercambiador de calor en el cual se recupera la energía que contienen los gases de escape para producir vapor que será utilizado para obtener energía en el ciclo de Rankine (figura 2.24).

El HRSG está compuesto por 4 elementos: economizador, evaporador, sobrecalentador y calderín (figura 2.21).

- **Economizador:** encargado de elevar la temperatura del agua subenfriada hasta el “approach point”, a continuación, es enviada al calderín.
- **Calderín:** es un depósito en el que residen agua y vapor saturado en unas mismas condiciones de presión y temperatura y es utilizado para separar ambos. Se puede observar cómo es la unión entre todos los elementos del HRSG.
- **Evaporador:** es donde tiene lugar el cambio de fase del agua saturada que proviene del calderín a vapor saturado que será reconducido al calderín para ser enviado al sobrecalentador. No siempre el fluido saldrá en forma de vapor saturado, puede ser que salga con un alto título de vapor.
- **Sobrecalentador:** en esta sección del HRSG se llevará el vapor saturado a las condiciones de vapor sobrecalentado impuestas por el ciclo de baja.

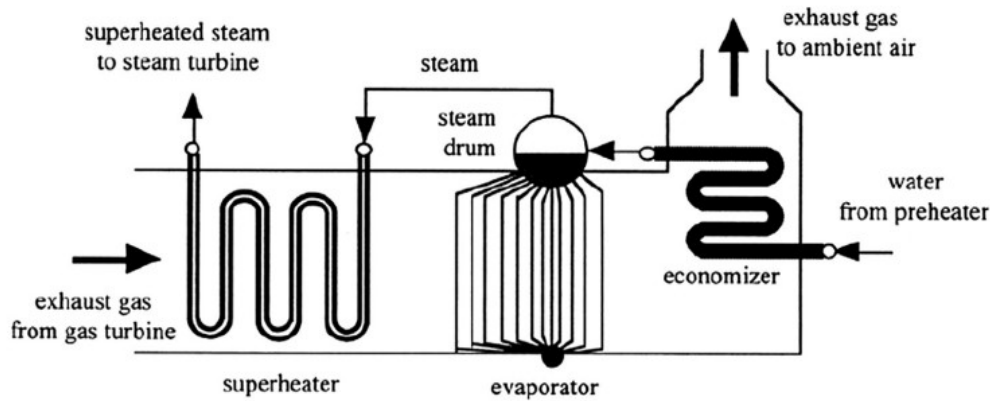


Figura 2.24 Diagrama esquemático de un HRSG horizontal [17].

Es importante mencionar, que en función de los niveles de presión con los que el HRSG sea diseñado podrán existir varios elementos de la misma naturaleza, cada uno de ellos para un nivel de presión diferente [17].

La caldera de recuperación está definida principalmente por 2 parámetros:

- Pinch point: se trata de la diferencia mínima de temperaturas entre los gases de escape y el agua / vapor (figura 2.25). En los HRSG tienen lugar a la salida / entrada del economizador / evaporador. Ofrece información crucial sobre el rendimiento de la misma, así como su tamaño, suele comprender valores entre 5 – 10 °C [6].
- Approach point: es la diferencia de temperaturas entre la temperatura de saturación del evaporador y la temperatura de salida del agua del economizador (figura 2.25). Tienen vital importancia, ya que permite evitar la formación de vapor en las últimas etapas del evaporador ("steaming") [6].

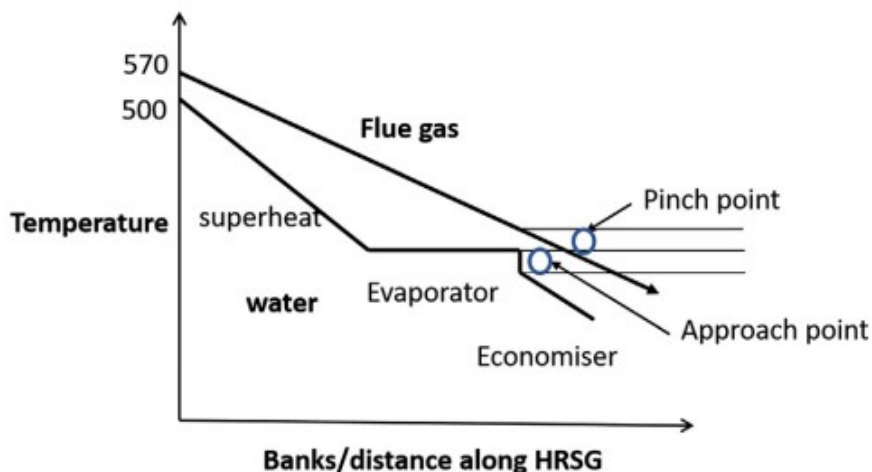


Figura 2.25 Localización del "Pinch Point" y el "Approach Point" en el diagrama T-Q de un HRSG [17].

A su vez se pueden encontrar diferentes tipologías de HRSG dependiendo de su configuración [6]:

- Según la circulación del agua:
 - Natural: el movimiento del agua se produce por diferencia de densidades y no necesitan bombas de circulación. Se debe prestar atención a la presión de operación del HRSG debido a que según aumenta la misma, la diferencia de densidad entre el agua y el vapor se ve reducida perjudicando la circulación natural (figura 2.27).
 - Forzada: existe una bomba que impone la velocidad del flujo, caracterizadas por una mayor transferencia de calor, adecuadas para diseños con “pinch-point” bajos y son menos sensibles a la aparición de vapor en el economizador (figura 2.26).
- Según la dirección del flujo de gases:
 - Vertical: usualmente funcionan con circulación forzada, los tubos están dispuestos de manera horizontal sobre una estructura de acero expuesta a la corriente de gases (figura 2.26).
 - Horizontal: funcionan con circulación natural (diferencia de densidades), los tubos se sitúan de manera vertical y están auto soportados (figura 2.27).
- Sin/con combustión suplementaria:

En la cámara de combustión de la turbina de gas se quema en torno al 40% del oxígeno disponible. Es posible el empleo del oxígeno restante para la quema de combustible adicional en el HRSG, con el objetivo de independizar la producción de potencia entre ambos ciclos y la mejora de parámetros del vapor en el ciclo de baja. Remarcar que la implementación de combustión suplementaria no conlleva siempre a un incremento del rendimiento del HRSG dependerá de la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina de gas.

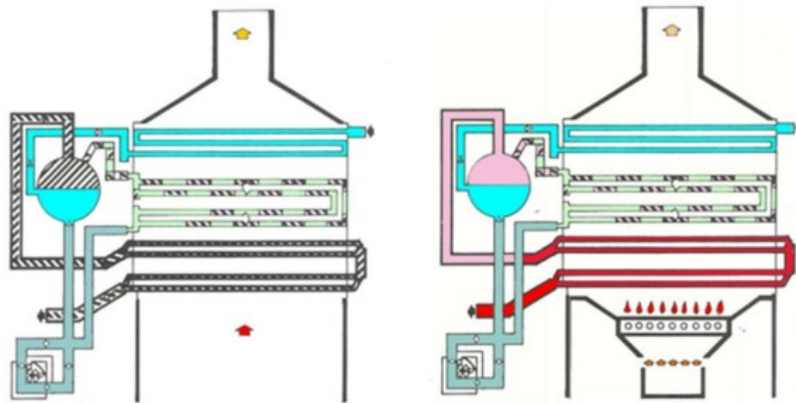


Figura 2.26 Diagrama esquemático de un HRSG vertical sin / con combustión suplementaria respectivamente, ambas de circulación forzada [7].

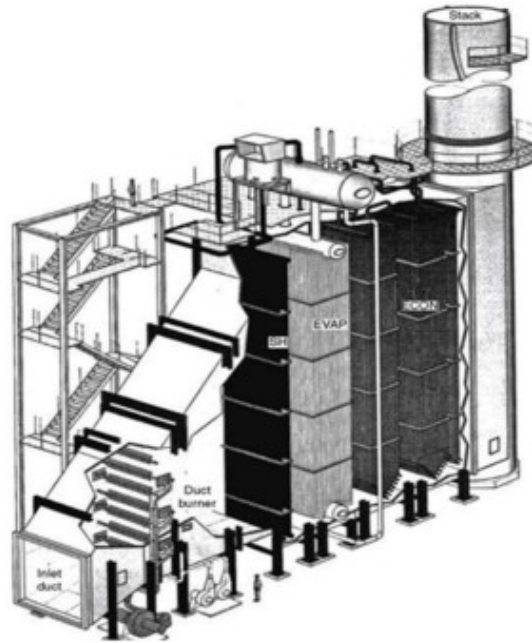


Figura 2.27 Diagrama esquemático de un HRSG horizontal, con combustión suplementaria y circulación natural [7].

2.2.3 Turbina de vapor

Al igual que la turbina de gas se trata de una turbomáquina térmica motora, pero en este caso su fluido de trabajo no será una mezcla de aire y combustible sino vapor de agua. Es la encargada de transformar la energía térmica que reside en el vapor en energía mecánica que acciona el generador.

Aquí entra el vapor sobrecalentado que viene del HRSG y se expande hasta la presión de condensación impuesta, parámetro que, como se comentó anteriormente, muy importante porque determinará la humedad en el escape de la turbina, que puede afectar en la erosión de los últimos álabes de la misma. Una vez terminado el proceso de expansión el fluido es dirigido al condensador para devolverlo a su estado líquido y volver a comenzar el proceso.

La configuración de la turbina de acuerdo a la disposición de su eje puede ser de 2 tipos:

- “Tandem – Compound”: si todos los cuerpos de la turbina comparten el mismo eje (figura 2.28).
- “Cross – Compound”: si el cuerpo de alta no comparte eje con el cuerpo de baja.

También se puede clasificar las turbinas de vapor en función del número de flujos [7]:

- Flujo único: principalmente utilizadas en turbinas de pequeñas potencias sin recalentamiento (hasta 150 MW), turbinas de accionamiento mecánico (auxiliares) y cuerpos de turbina de alta y de media presión (hasta 600MW).
- Doble flujo (Flujos opuestos): orientados a cuerpos de turbinas de baja presión (>150 MW), de media presión (> 600MW) y de alta presión (menos comunes > 600 MW).

Mencionar que el número de flujos depende del gasto de vapor empleado y del volumen específico de éste. Por lo tanto, el número de cuerpos depende de la potencia generada (figura 2.29).

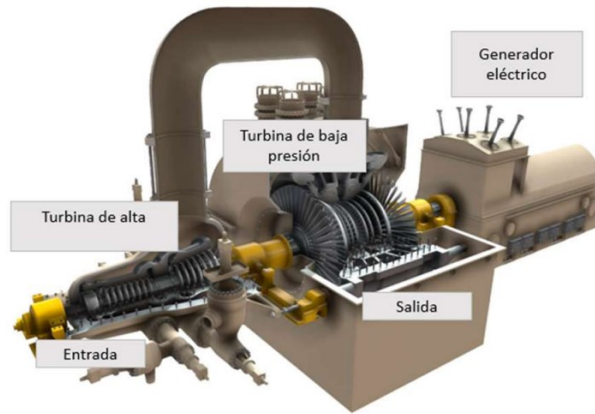


Figura 2.28 Elementos principales de una Turbina de Vapor.

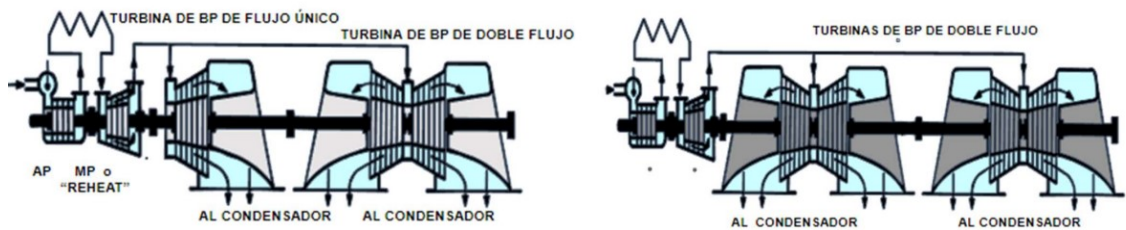


Figura 2.29 Ciclo con recalentamiento y Turbina de baja presión de triple y cuádruple flujo, respectivamente [7].

Por último, el escape de las turbinas de vapor puede ser de 2 formas diferentes [7]:

- Escape Axial: empleado en turbinas industriales pequeñas, produce menores y requiere mayor superficie de planta que las de escape "Downward" (figura 2.30).
- Escape vertical, hacia abajo, "Downward": se emplean normalmente en grandes turbinas, tienen mayor cantidad de pérdidas de escape debido al cambio de dirección de flujo y necesitan menores superficies de planta que las turbinas con escape axial (figura 2.30).

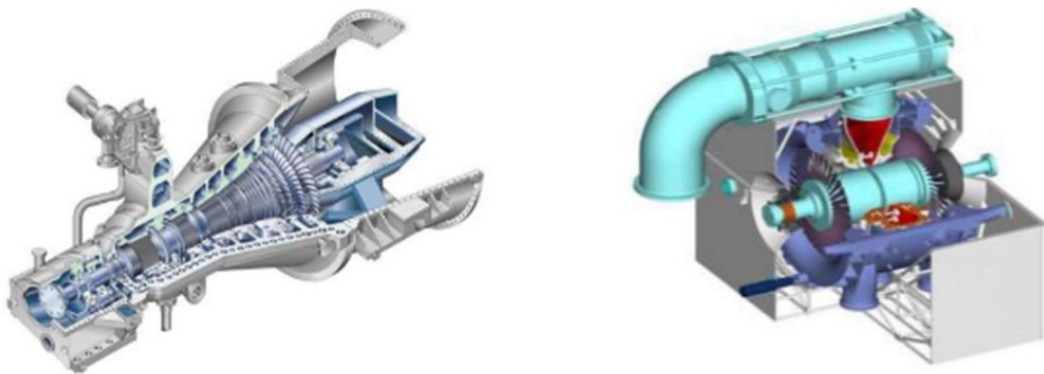


Figura 2.30 Turbina de Vapor SST-800 (Siemens) con escape axial y esquema de una Turbina de vapor con escape "Downward" , respectivamente [7].

2.2.4 Bombas hidráulicas

Las bombas hidráulicas son máquinas de fluido generadoras en las que el fluido que las atraviesa, en este caso agua, sufre una variación despreciable de su volumen específico y ve aumentado su energía almacenada según avanza su paso por la máquina. Su función principal es compensar las pérdidas de carga presentes en el circuito o proporcionar al fluido la presión necesaria para llevar a cabo el proceso correspondiente [15].

En un ciclo combinado se pueden distinguir entre 3 tipos de bombas hidráulicas [18]:

- Bombas de agua de alimentación: son las bombas encargadas de suministrar el agua a la presión necesaria al HRSG. Este tipo de bombas suelen ser centrífugas horizontales con sección anular, de difusor en línea y multietapa, horizontales de tipo sección anular y, a veces, pueden ser también de tipo partido axialmente o de barril.
- Bombas de extracción de condensado: suelen ser bombas multietapas verticales del tipo “can-type” (con carcasa envolvente) o horizontales de tipo de aspiración axial.
- Bombas de agua de refrigeración: se pueden encontrar 2 modalidades una bomba vertical de una sola etapa con impulsor semiabierto o bombas de voluta de hormigón, de una sola etapa, de doble succión, divididas horizontalmente.

Éstas se podrían decir que son las principales, aunque también se debe mencionar que existen bombas auxiliares, de agua de circulación y de servicios auxiliares.

2.2.5 Sistemas de refrigeración

Las centrales térmicas no son capaces de transformar toda la energía térmica en energía eléctrica por lo que, debido a ese exceso, necesitan ser refrigeradas. En una central de ciclo combinado los sistemas de refrigeración principales van enfocados a transformar al vapor, que sale del proceso de expansión de la turbina, en agua líquida para que vuelva a la caldera de recuperación y repita todo el ciclo de nuevo.

Hoy en día las tecnologías más comunes con las que se llevan a cabo la refrigeración en la central son: circuito abierto, circuito semiabierto con torres de refrigeración y aerocondensación [19].

- Refrigeración por captación directa: es la opción más económica de las 3, se basa en la extracción de agua del caudal público, que atraviesa el condensador y es devuelta al mismo tras experimentar un incremento en su temperatura. Esta tecnología es con la que menor temperatura de condensación opera y se añade que la presión de trabajo necesaria en el intercambiador es muy baja, se obtiene como resultado un salto entálpico mayor en la turbina de vapor que permitirá obtener más energía en el proceso.

Sin embargo, este método necesita altos caudales de agua por lo que la central debe estar cerca de la fuente de extracción, o, la energía y el costo de la instalación que se empleará en el bombeo será mayor que el beneficio por el incremento de potencia obtenido. Por ello, las zonas costeras suelen ser lugares preferibles para la implementación de este tipo de centrales.

Como se dijo anteriormente el agua utilizada en el proceso vuelve al cauce público tras haber experimentado un aumento en su temperatura lo que puede tener un impacto negativo sobre el ecosistema marino de dicha zona [19].

- Torres de refrigeración: es la técnica empleada cuando existen restricciones de acceso (por causas legislativas o ambientales) al cauce público.

Por lo que la principal ventaja de este método será la menor cantidad de agua utilizada en la labor de refrigeración, ya que se incluye el uso del aire en el proceso (figura 2.31).

Como desventaja, el salto térmico alcanzado en el proceso será más reducido, lo que se traduce en una menor potencia generada y, en consecuencia, en un descenso del rendimiento de la central.

En las torres de refrigeración, el agua que se ha de refrigerar se pulveriza, a través de difusores, sobre un relleno. El agua se distribuye uniformemente sobre el mismo, poniéndose en contacto con el aire.

La cesión de calor se produce porque al entrar en contacto el agua caliente con el aire se forma una película de aire húmedo a cada gota, por lo que el agua evaporada extrae el calor necesario del líquido produciendo el enfriamiento.

Por la parte superior de la torre sale el “penacho” o “pluma”, que es el aire húmedo resultante del proceso y que no tiene impacto ambiental debido a que es vapor de agua.

Dependiendo de la forma en la que suministra el aire se pueden clasificar en 3 tipologías: tiro natural, tiro forzado o tiro inducido [19] [20].

- Aerocondensadores: se trata de la tecnología con mayor coste de las 3 pese a ser la que menor impacto ambiental tiene. Se trata de un intercambiador aire atmosférico – vapor, en el que el aire es impulsado por unos ventiladores de gran tamaño hacia unos haces tubulares, que aumenta la superficie de contacto, por el que circula el vapor saliente de la turbina [19].

2.3 Energía Termosolar

De acuerdo a la Agencia Internacional de Energías Renovables (IRENA), en 2024 se alcanzaron los 3,37 TW instalados para la producción de energía eléctrica a partir de fuentes renovables. La mayor parte de este pastel es ocupado por la energía solar fotovoltaica, la hidroeléctrica y eólica.

La energía termosolar, aunque no sea una de las principales opciones de generación de energía renovable, cuenta con 6.876 MW instalados en el mundo. Por ello, no debe perderse del foco de actuación, ya que puede posicionarse como uno de los métodos principales para la hibridación de centrales térmicas convencionales, con el objetivo de hacer que las centrales base de producción de energía eléctrica sean más respetuosas con el medio ambiente.

Además, se trata de una tecnología renovable que aporta inercia y capacidad de regulación, contribuyendo al sincronismo de la red eléctrica. Factor que no cumplen la energía eólica y fotovoltaica.

A día de hoy sigue siendo una tecnología que económicamente no es tan competitiva como las mencionadas anteriormente, sin embargo, los costes de implantación cada vez son menores pudiéndolas colocar en un futuro cercano como una opción a tener en cuenta [21].

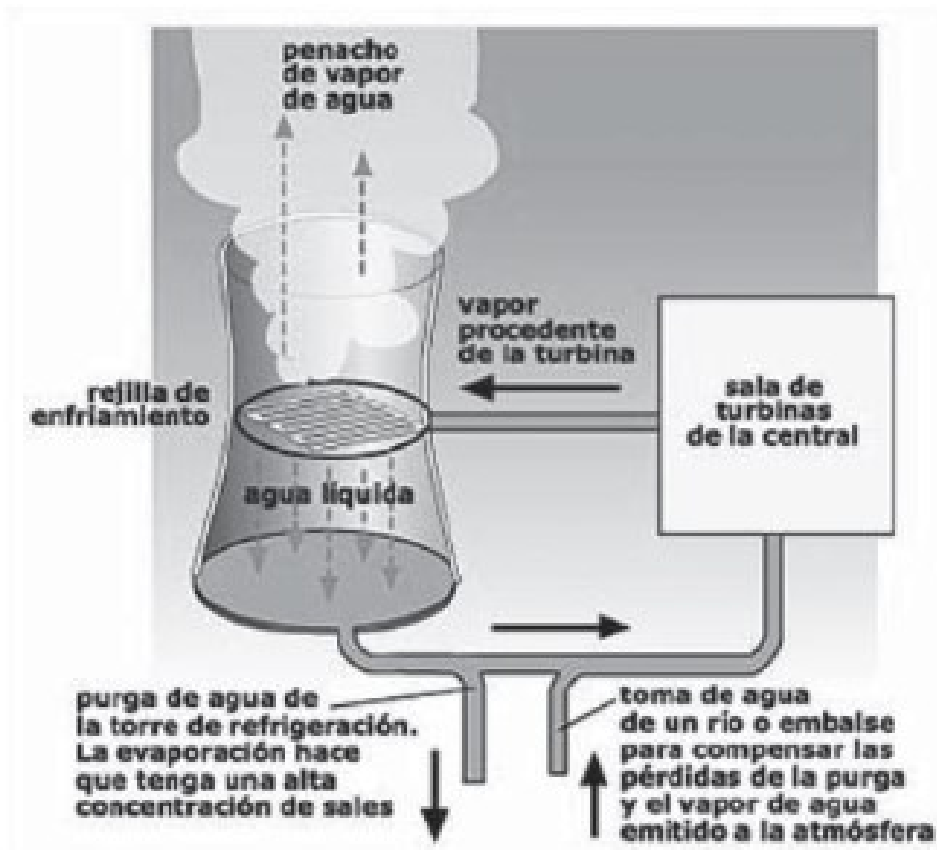


Figura 2.31 Esquema de funcionamiento de una torre de refrigeración[19].

Asimismo, este tipo de tecnología se hacen especialmente interesante si se le incorporan un sistema de almacenamiento energético el cual permita suministrar energía a lo largo de todo el día con independencia de las condiciones climatológicas. Hoy en día, los sistemas de almacenamiento energético suponen una línea de investigación de bastante interés. A nivel nacional, la potencia instalada es de 2.304 MW (un 2% del total), realizando una aportación en 2023 de 4.127 GWh suponiendo un 1.6% de la energía total generada [22].

Las 4 tecnologías termosolares con mayor grado de desarrollo y, por lo tanto, más importantes son: centrales de colectores cilindro Parabólicos (CCP), centrales de disco parabólico (CDP), centrales de espejos fresnel (CEF) y centrales de torre (CT).

Éstas se pueden clasificar en función del sistema de seguimiento solar que tenga incorporado:

- Sistema en un eje: el seguidor sólo puede mover al panel solar en un solo eje, el eje X. Utilizado en CEF y CCP.
- Sistema de doble eje: el seguidor puede mover el panel tanto en el eje X como en el eje Y. Empleado en DP y CT.

Antes de la descripción de todas las tecnologías, la base de funcionamiento de todas ellas se basa en la concentración de la radiación a través de unos espejos que se utilizará para el calentamiento de un fluido (agua, aire, aceite térmico, etc...).

La radiación solar está compuesta por 2 tipos de radiación, la radiación directa que es la que proviene del sol sin desviarse, y la radiación difusa, que llega a un determinado punto sin una dirección predefinida, debido a los fenómenos de reflexión y refracción que sufre a su paso por la atmósfera. Los sistemas de concentración sólo trabajan con la componente directa.

Por lo tanto, al concentrar la radiación directa sobre un receptor de un tamaño menor, incrementa la densidad de energía incidente y al mismo tiempo se reduce el área del receptor y sus pérdidas. Esto provoca que aumente la temperatura de trabajo y, de acuerdo al segundo principio de la termodinámica, aumente el rendimiento térmico de la máquina [23].

Sin embargo, el incremento de rendimiento tiene un límite pues el aumento de temperatura lleva consigo un aumento de las pérdidas. Por lo que existe una temperatura a partir de la cual el rendimiento térmico del sistema se reduce. Dichas instalaciones se ven caracterizadas por un factor de concentración “C”, dicho factor representa la relación entre el área del receptor y el área de apertura del concentrador que capta la radiación solar [23].

A continuación, se muestra una figura en la que se representa el rendimiento térmico de cada instalación en función de la temperatura y del factor de concentración (figura 2.32).

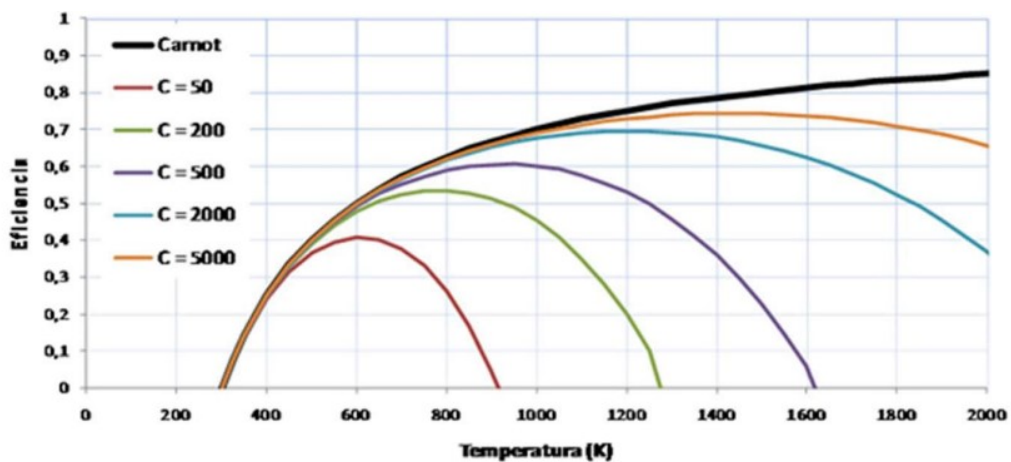


Figura 2.32 Eficiencia térmica en función de la temperatura de operación del receptor y el factor de concentración [23].

2.3.1 Colectores cilindro parabólicos

En este modelo el campo solar está compuesto por varias filas dispuestas en paralelo de colectores cilindro parabólicos, en la que cada fila puede estar constituida por varios colectores en serie (figura 2.33). Cada colector está compuesto por un espejo cilindro parabólico que refleja la radiación solar directa a un tubo receptor colocado en la línea focal de la parábola, por el que pasa un fluido caloportador (“Heat Transfer Fluid”, a partir de ahora “HTF”) que es calentado a su paso por el mismo. Estos sistemas concentran la radiación en 2 direcciones.

Este tipo de sistemas pueden calentar el HTF hasta temperaturas en torno a los 400 °C y tienen un factor de concentración de 30 - 80 [24] [25].

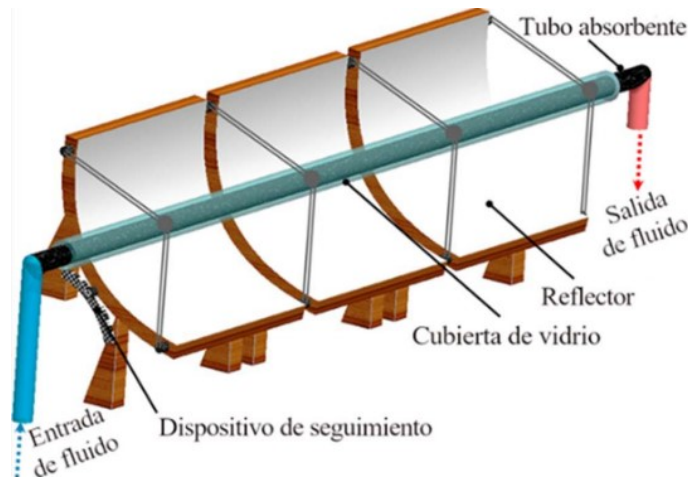


Figura 2.33 Esquema de un colector cilindro parabólico.

2.3.2 Centrales de disco parabólico

Son unidades independientes de pequeño tamaño, formado por un receptor con forma de paraboloide que concentra los rayos en el receptor situado en el foco del mismo y que, al mismo tiempo, integra un motor Stirling que es el sistema de generación eléctrica (figura 2.34).

Este sistema realiza la concentración de la radiación en 3 dimensiones, permitiendo obtener temperaturas en torno a los 1000 °C, y tienen un factor de concentración de 1.000 - 4.000 [24].

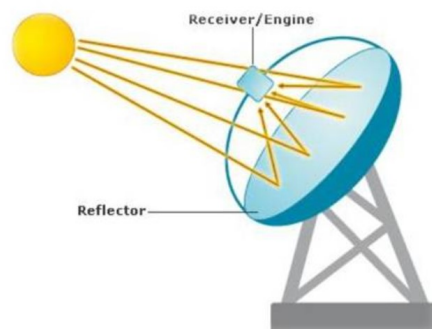


Figura 2.34 Esquema de un sistema de disco parabólico con motor Stirling [26].

2.3.3 Centrales de espejos fresnel

Tienen un funcionamiento similar a las centrales CCP. La principal diferencia es en la forma de los receptores que en este caso se tratan de espejos planos o ligeramente curvados (figura 2.35). Éstos concentran la radiación sobre el tubo absorbedor que en esta configuración se sitúa sobre ellos. El fluido utilizado en este tipo de instalaciones suele ser agua. Tiene un factor de concentración de 25 - 100 [24] [25] [27].

2.3.4 Centrales de torre

Su funcionamiento se basa en un campo solar formado por espejos (heliostatos), que tienen implementados un sistema de seguimiento solar y están distribuidos de forma que se pueda concentrar la mayor cantidad posible de radiación solar en un punto situado en lo alto de una torre central de

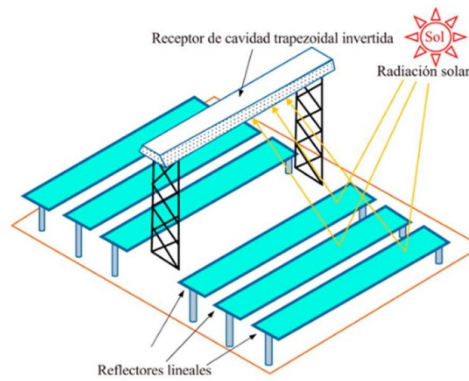


Figura 2.35 Esquema de un colector lineal Fresnel [28].

unos 120 metros de altura (figura 2.36).

Aquí se encuentra el receptor por el cual circula el fluido de trabajo, que en función del que se utilizado puede llegar a temperaturas de hasta 1.000 °C. Tiene un factor de concentración de 300 – 1.000 [25] [27].

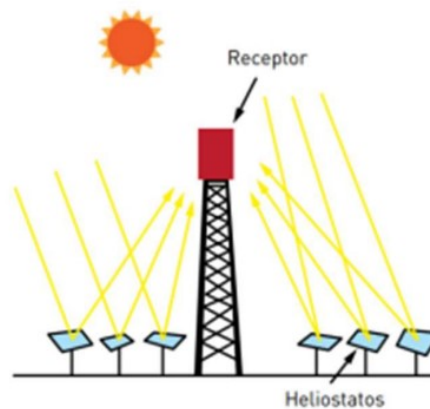


Figura 2.36 Esquema de una Central de Torre [29].

En esta tecnología, en función de los números de los receptores empleados en el campo solar, se puede distinguir entre 2 configuraciones:

- Configuración monotorre: en el campo solar sólo hay un único receptor.
- Configuración multitorre: son aquellos que tienen más de un receptor en un mismo campo solar. La única instalación con esta configuración es la central de Sierra Sun Tower (Lancaster, California), en la que es empleada una distribución rectangular para los heliostatos (figura 2.37).



Figura 2.37 Campo de heliostatos en configuración multitorre de la central Sierra Sun Tower (California) [30].

Independientemente del tipo de configuración, a medida que aumente la distancia entre el heliostato y la torre se verá reducida la eficiencia óptica debido a factores como la atenuación atmosférica [30].

A su misma vez, dentro de la configuración monotorre existen otro tipo de disposiciones:

- Campo polar: si la central se encuentra en el hemisferio norte los heliostatos se situarán ocupando el terreno circundante norte de la torre, si está en el hemisferio sur hacia el sur.

Este tipo de disposiciones suelen ser utilizadas en receptores de cavidad, si éste tiene una sola cavidad por la cual capta la radiación, el campo solar puede tener forma circular u ovalada.

Por otro lado, si el receptor posee varias cavidades el campo tendrá forma lobulada en función del número de aberturas (figura 2.38). Este tipo de configuraciones ofrecen un mejor aprovechamiento de la radiación solar, ya que los campos suelen ser de menor tamaño, no obstante, la altura de la torre será mayor lo que incrementará los costes de construcción [30].

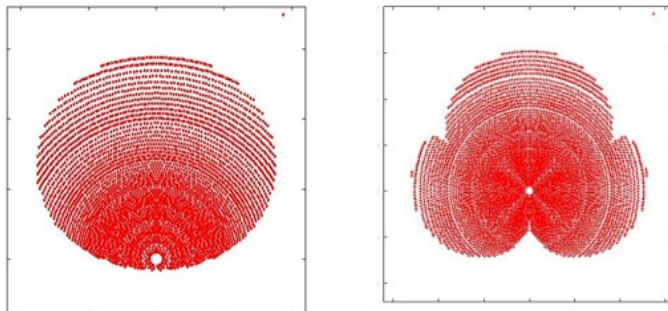


Figura 2.38 Configuraciones de un campo de heliostatos de orientación norte con un receptor de una cavidad (izquierda) o con tres (derecha) [30].

- Campo circular: suelen utilizarse cuando el receptor central es cilíndrico. Los heliostatos se distribuyen alrededor de la torre formando anillos cuyo radio aumenta según se aleja del receptor (figura 2.39) [30].

Por otro lado, el receptor central puede ser de distintos tipos en función del fluido térmico utilizado y de la forma en la que se capte la radiación:

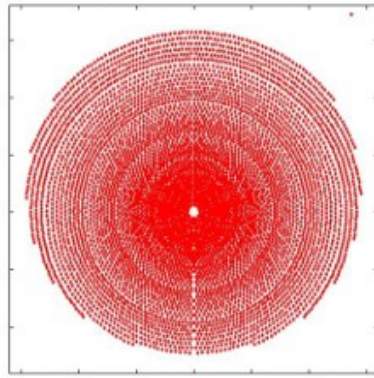


Figura 2.39 Configuración de un campo de heliostatos circular con desplazamiento del receptor hacia el sur [30].

- Receptor exterior o cilíndrico: está formado por una serie de tubos agrupados en paneles que rodean a la estructura que los soporta (figura 2.40). La radiación impacta directamente sobre ellos, por lo que se generan altas pérdidas de calor en comparación con otros receptores.

El fluido que circula por el interior también tiene la función de refrigeración de los tubos por lo que cualquier tipo de fuga o problemas con una circulación inadecuada provocarán el quemado de los mismos. En este tipo de receptor el fluido puede alcanzar temperaturas superiores a los 500° C lo que adecua su implementación en el ciclo de Rankine [30].

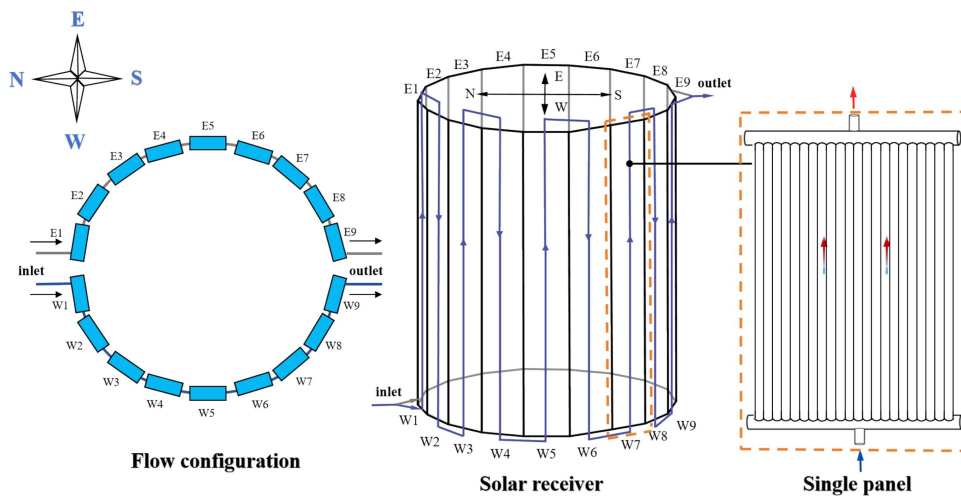


Figura 2.40 Diagrama de flujo del fluido de trabajo y diagrama esquemático del receptor externo [31].

- Receptor de cavidad: su principal diferencia respecto al modelo anterior es que las pérdidas de calor se ven reducidas significativamente, ya que los tubos se sitúan en el interior de una cavidad (figura 2.41). Por lo tanto, se alcanzan mayores temperaturas, sin embargo, al disminuir el área de apertura los diseños deben ser precisos así como el enfoque de los heliostatos hacia el mismo [30].

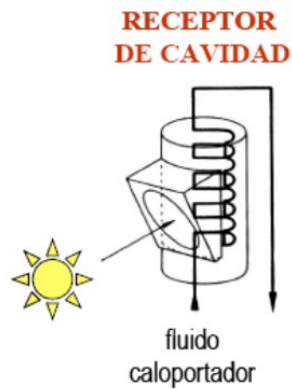


Figura 2.41 Diagrama de un receptor de cavidad [32].

- Receptor volumétrico: utiliza una matriz porosa que se calienta al recibir la radiación solar. A través de ella circula el fluido de trabajo, normalmente aire del exterior, que aumenta su temperatura por convección (figura 2.42). Esto reduce la temperatura en los materiales circundantes.

Gracias a las altas concentraciones de radiación en la superficie absorbedora, se alcanzan temperaturas elevadas. Este tipo de receptor se emplea principalmente con aire como fluido de trabajo y suele estar asociado a ciclos Brayton [30].

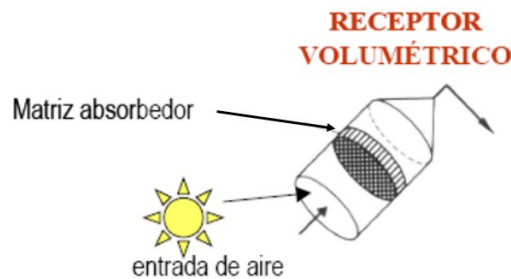


Figura 2.42 Diagrama de un receptor volumétrico [33].

- Receptor de lecho fluido: contiene partículas sólidas, generalmente de material refractario, que absorben la radiación y transfieren el calor al fluido de trabajo en contacto con ellas (figura 2.43). Esta tecnología busca disminuir la temperatura a la que se exponen los materiales sin reducir la temperatura máxima alcanzada por el fluido [30].

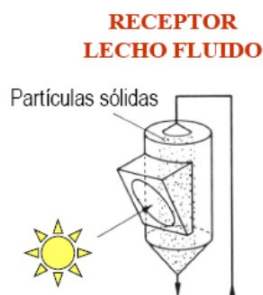


Figura 2.43 Diagrama de un receptor de lecho fluido [33].

2.3.5 Comparación de las tecnologías termosolares

Como conclusión, este apartado en la tabla 2.3 se muestra una comparativa entre las características de cada una de las tecnologías termosolares.

Tabla 2.3 Comparativa de las características de las tecnologías termosolares [34] [35].

Tecnología Termosolar	Temperatura de operación (° C)	Coste (\$/kW)	Factor de Concentración (C)	Sistema de Seguimiento	Eficiencia (%)
Colectores Cilindro Parabólicos (CCP)	50 - 400	5.000	15 - 45	1 - Eje	~ 18
Centrales de Espejos Fresnel (CEF)	50 - 300	3.900	10 - 40	1 - Eje	~12
Centrales de Torre (CT)	300 - 2.000	7.500	150 - 1.500	2 - Ejes	25 - 28
Centrales de Disco Parabólico (CDP)	150 - 1.500	Muy Alto	100 - 1.000	2 - Ejes	~30

2.4 Configuraciones de ciclos combinados con hibridación termosolar

Este tipo de centrales será el objeto de análisis del anteproyecto. La principal característica de éstas son que combinan la utilización de combustibles fósiles, normalmente gas natural, con las energías renovables, con el principal objetivo de reducir el consumo de combustible, lo que provocará un aumento del rendimiento del ciclo y, por lo tanto, una reducción de emisiones nocivas a la atmósfera.

Este tipo de centrales pueden ser diseñadas desde un origen con la hibridación incorporada, o, una vez ya construida la central térmica, adherirle la hibridación termosolar con los objetivos expuestos anteriormente e incluso incorporarla con el objetivo de aumentar la potencia base del ciclo (“repowering”).

Por lo tanto, se pueden diferenciar entre 2 grandes bloques en este tipo de centrales:

- Bloque de potencia: será donde resida el ciclo combinado compuesto por el ciclo de Brayton y de Rankine, donde será generada la energía eléctrica.
- Bloque solar: compuesto por la tecnología termosolar correspondiente a una central de torre que tendrá como principal objetivo contribuir a la generación de vapor para la producción de electricidad en el ciclo de baja.

Por otro lado, este tipo de centrales de potencia pueden funcionar entre 2 modos de operación diferentes en función de diversos factores como: precio de mercado del gas natural, precio de venta de la energía eléctrica, restricciones de emisiones de gases de efecto invernadero impuestas por decisiones políticas, etc. Dichos modos se muestran en la figura 2.44 y son los siguientes:

- Modo ahorro de combustible ("Fuel saving mode"): este modo de operación tiene como objetivo principal optimizar el consumo de combustible. En el caso de una planta de ciclo combinado, implica reducir el uso de gas natural sin afectar la potencia eléctrica que la planta entregaría en el ciclo de baja con la utilización de energía termosolar.

Este tipo de operación es común en países que adoptan políticas orientadas a la reducción de la huella de carbono o en aquellos donde el gas natural tiene un alto costo debido a su

carácter de importación, como ocurre en varias regiones dependientes del suministro externo.

- Modo aumento de potencia ("Power boosting mode"): en este modo de operación, el aporte termosolar se utiliza para incrementar la potencia total entregada por la planta de ciclo combinado, siempre que haya suficiente recurso solar disponible. A diferencia del modo de ahorro de combustible, aquí la prioridad es maximizar la generación eléctrica aprovechando todos los recursos térmicos y solares disponibles.

Este tipo de operación suele aplicarse en mercados donde el precio de la electricidad es elevado, ya que permite obtener mayores ingresos por la energía adicional generada.

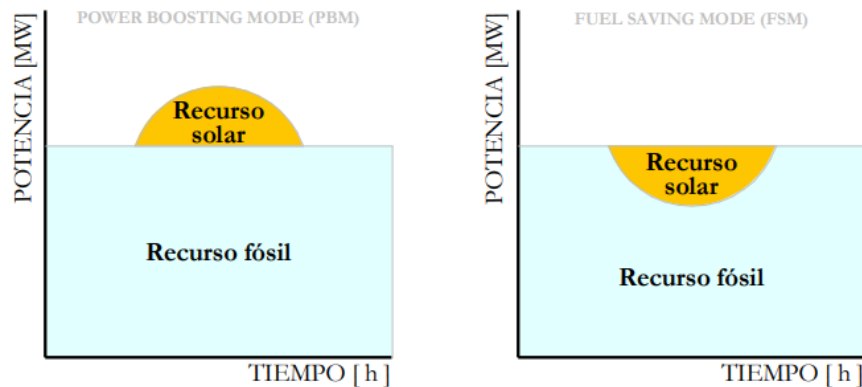


Figura 2.44 Modos de operación de una central de ciclo combinado con hibridación termosolar [36].

Es bastante la literatura desarrollada sobre dónde es más efectivo y rentable económicamente, la aplicación del calor producido en el bloque solar en el bloque de potencia.

A nivel teórico, las 2 tecnologías con las que se han realizado mayores ensayos son la CT o CCP. Ya sea en el ciclo de alta para el precalentamiento del aire de entrada a la cámara de combustión o en el ciclo de cola para complementar la actuación del HRSG ya sea para el precalentamiento, generación, recalentamiento o sobrecalentamiento del vapor.

Los estudios realizados demuestran que si el objetivo es alcanzar el mayor rendimiento del ciclo se debe optar por la implementación de una Central de Torre en el ciclo de alta. Sin embargo, la tecnología más extendida en la práctica es la utilización de CCP en el ciclo de baja de debido a los menores costes económicos que conlleva su implementación [37].

Además, estos ciclos también pueden incorporar la presencia de un sistema de almacenamiento, con el objetivo de seguir aprovechando el exceso de energía que ofrece el recurso solar por la noche. En la práctica estos ciclos son conocidos como los ISCC (Integrated Solar Combined Cycle), y son varios los que se han construido en todo el mundo.

La central de Ain Beni Mathar en Argelia, es una planta que opera con un diagrama similar al mostrado en la figura (figura 2.45). Terminó de construirse en 2.011 tiene una potencia de 450 MW y la tecnología termosolar empleada, como se dijo anteriormente, son los CCP. Dicha central está compuesta por 2 turbinas de gas en el ciclo de alta alimentadas a base de gas natural y una turbina de vapor. En esta planta la energía generada por el CCP se emplea para la generación de vapor en el HRSG [38].

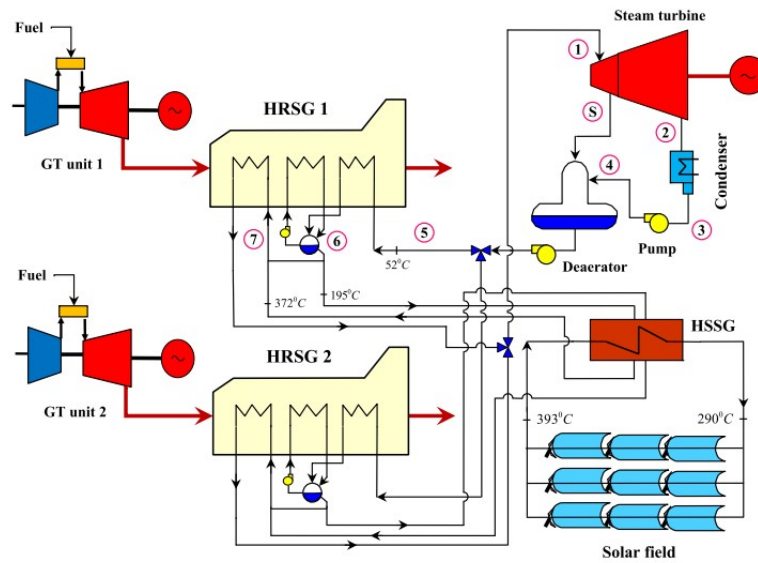


Figura 2.45 Diagrama de funcionamiento de una central ISCC con CCP [39].

Otro ISCC es Waad Al Shamal en Arabia Saudía, compuesta por un ciclo combinado de 1.390 MW y un campo de CCP de 50 MW, éste es un proyecto desarrollado por la empresa Abengoa, consta de 4 turbinas de gas, así como cuatro sistemas de recuperación y un sistema de enfriamiento [40].

También se han realizados estudios implementando los CCP en el ciclo de alta de manera que se precalienta el aire de entrada a la cámara de combustión (figura 2.46), reduciendo así el uso de gas natural implementando un proceso de compresión escalonada en varios niveles para ver cuál era el óptimo [37].

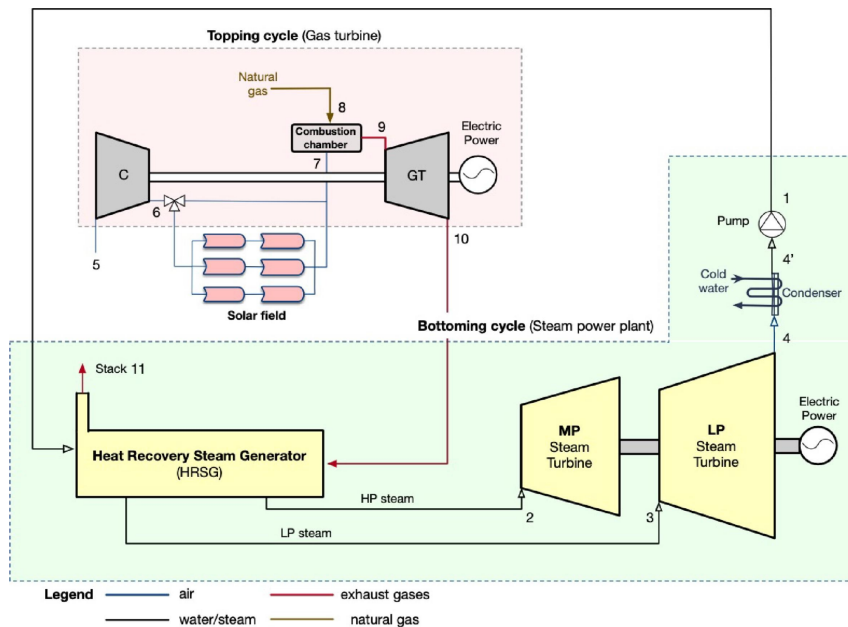


Figura 2.46 Diagrama de funcionamiento de una central ISCC con CCP implementado en el ciclo de alta [37].

Se han llevado a cabo diversos estudios sobre la sustitución parcial de la cámara de combustión de la turbina de gas por energía termosolar de torre central (CT), evaluando distintas configuraciones: su aplicación en ciclos combinados, en ciclos de gas con refrigeración intermedia, y en ciclos combinados que integran un ciclo ORC (Organic Rankine Cycle) en la etapa de baja presión.

Un estudio realizado en 2015 [41] concluyó que los sistemas que hibridan la turbina de gas con torre central y añaden un ciclo ORC en el tramo de baja presión alcanzan las mayores eficiencias térmicas, aunque presentan un mayor LCOE ("Levelized Cost of Electricity", o costo nivelado de la energía).

Por otro lado, los ISCC (Integrated Solar Combined Cycle) y los ciclos de gas con refrigeración intermedia e integración termosolar resultan ser las opciones más rentables, llegando a competir con las centrales de torre con almacenamiento en sales fundidas.

Finalmente, se considera que el ciclo combinado con hibridación solar de torre central en el ciclo de alta presión (figura 2.47) representa la alternativa tecnológicamente más avanzada, debido a su mayor grado de madurez y desarrollo industrial.

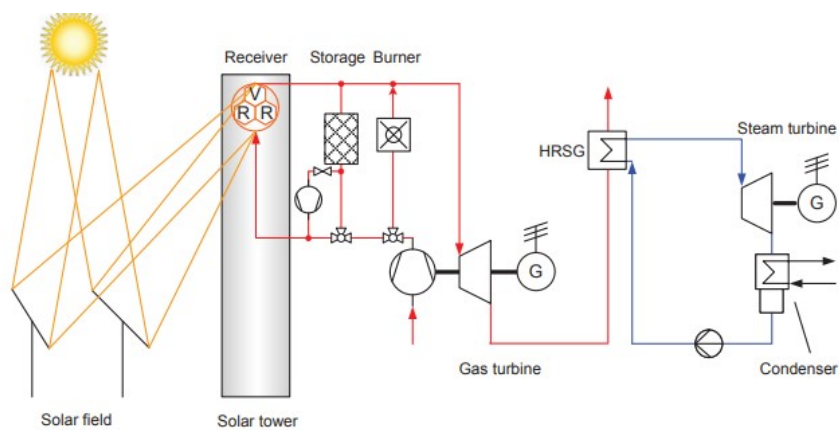


Figura 2.47 Esquema de un ciclo combinado con la hibridación de la central de torre en el ciclo de alta [41].

3 Requisitos de diseño

En este capítulo se definen los requisitos de diseño impuestos por el cliente que condicionan el desarrollo del anteproyecto de una planta de potencia. Se abordan aspectos como la localización, la potencia prevista, la filosofía de operación, así como limitaciones de presupuesto y expectativas de retorno de la inversión, los cuales orientan la viabilidad técnica y económica del anteproyecto.

3.1 Localización

La planta de potencia se ubicará en España, dentro de la Comunidad Autónoma de Andalucía, específicamente en la provincia de Sevilla. El emplazamiento seleccionado corresponde a la Comarca de Écija, en las proximidades de los municipios de Cañada Rosal y La Luisiana.

3.2 Potencia

Se desea desarrollar una planta de ciclo combinado con hibridación termosolar con una potencia máxima de 70 MWe. Además, se dispone de una acometida de gas natural, lo que permite garantizar el suministro continuo de energía primaria para el funcionamiento de la instalación.

3.3 Filosofía de operación

El ciclo combinado se desarrollará a partir de 2 turbinas de gas.

La planta de potencia no incluirá almacenamiento térmico, ya que se trata de un sistema que supone un incremento significativo de la inversión y costes de operación y mantenimiento. Además, se enfrenta a desafíos tecnológicos significativos como problemas de corrosión y estrés en los materiales de los tanques.

Para un correcto funcionamiento y mantenimiento de la turbina de vapor, el HRSG trabaja a la presión más alta compatible con un límite de humedad en el escape de la turbina de un 10%.

Se emplearán aerocondensadores como sistema de refrigeración, los cuales, si bien presentan un coste inicial superior en comparación con otras alternativas, resultan más sostenibles y menos agresivos con el medio ambiente, al eliminar la necesidad de consumo de agua y reducir el impacto ambiental asociado al proceso de condensación.

El principal objetivo de la planta de potencia es la generación de electricidad con el menor consumo de gas natural posible. Por ello, el modo de operación de la planta será el "Fuel Saving Mode" (ver apartado 2.4), en el que la tecnología termosolar sustituirá a una de las turbinas de gas, cuando el recurso solar lo permita, para mantener constante la producción de potencia de la turbina de vapor durante todo el día.

3.4 Presupuesto y rentabilidad mínima

La suma del coste de inversión (CAPEX) y el coste de operación (OPEX), correspondientes al primer año, no deben superar los 150 millones de euros. Con este marco económico, se plantea como objetivo alcanzar una rentabilidad mínima que permita recuperar la inversión en un plazo no superior a 25 años, garantizando así la viabilidad financiera y la competitividad del proyecto en el mercado energético.

4 Bases de diseño

En este capítulo se expondrán todas las características del emplazamiento de la planta de potencia, así como la tecnología termosolar a implementar en el ciclo y las hipótesis de cálculo que servirán de base para el análisis del ciclo de potencia.

4.1 Emplazamiento

Como se estableció en el capítulo anterior, el cliente ha establecido que la planta de potencia se encuentre en la provincia de Sevilla, en concreto en la Comarca de Écija, cerca de Cañada Rosal y de La Luisiana.

El terreno colinda con la carretera provincial SE-9104 que interconecta a los 3 municipios entre los que se encuentra la parcela. Concretamente, la parcela se encuentra contigua al tramo de la SE-9104 que conecta a La Luisiana con Cañada Rosal. Esta vía será el acceso principal de la planta de potencia.

La parcela destinada al emplazamiento de la planta presenta la forma de un trapecioide irregular de siete lados, cuyo lado mayor alcanza una longitud de 3.138,38 metros y el lado menor mide 848,99 metros. En conjunto, el terreno ocupa una superficie total de 11.014.582,5 metros cuadrados.

En la sección Planos se incluyen los planos "Localización" y "Parcelario" que muestran la localización exacta y las parcelas que conforman la planta.

La inclinación del terreno se orienta hacia el noroeste, con una pendiente que, en la mayor parte de su extensión, es inferior al 3 %, alcanzando sus valores máximos en dicha dirección.

En la sección Planos se encuentra el plano de "Emplazamiento" el cuál muestra las coordenadas UTM de los vértices más relevantes de la parcela, así como su altitud respecto al nivel del mar.

Por otro lado, para cuestiones de suministros y distribución de energía eléctrica la planta se conectará a la subestación de Villanueva del Rey que se encuentra a escasos kilómetros de la parcela.

4.2 Condiciones geotécnicas

Una vez establecido el emplazamiento de la planta de potencia se procederá a describir las condiciones geotécnicas del terreno. Para el análisis del mismo se acudirá al mapa cartográfico nacional elaborado por el IGME (Instituto Geográfico y Minero de España).

El IGME clasifica los terrenos en cuatro tipos según las condiciones constructivas que presentan, cada uno asociado a una serie de problemas específicos distintos [42]:

- Condiciones constructivas muy desfavorables.
- Condiciones desfavorables.
- Condiciones constructivas aceptables.
- Condiciones constructivas favorables.

El emplazamiento se encuentra en la Hoja 76 del Mapa Geotécnico General, en el que se recogen las condiciones geotécnicas de la provincia de Córdoba. Destaca por tener unas condiciones constructivas favorables, siendo los problemas más comunes de la zona de tipo geomorfológico e hidrológicos.

4.2.1 Composición del suelo

Atendiendo al "Mapa Geotécnico General" (figura 4.1) el emplazamiento pertenece al área II_1 , es decir, a la región de la Depresión Bética en el que las formas del relieve son llanas. Ésta se caracteriza por [42]:

- Estar formada por una mezcla de arcillas, arenas y gravas con intercalaciones de costras de caliche, niveles de conglomerado y recubrimientos de limos.
- Su morfología es totalmente llana con pendientes inferiores al 3%.
- Sus materiales se consideran, en general, como semipermeables, con una marcada tendencia a la permeabilidad, esto condiciona un drenaje, mezcla de escorrentía y percolación, aceptable.
- Sus características mecánicas son de tipo medio, tanto bajo el aspecto de capacidad de carga como en el de magnitud de posibles asentamiento.

De acuerdo al "Mapa de Formaciones Superficiales y Sustrato" (figura 4.2), el emplazamiento es de tipo Q_1 , lo que significa que la superficie está compuesta por arcillas arenosas con niveles de arena, conglomerados y arenisca con una resistencia baja a la erosión [42].

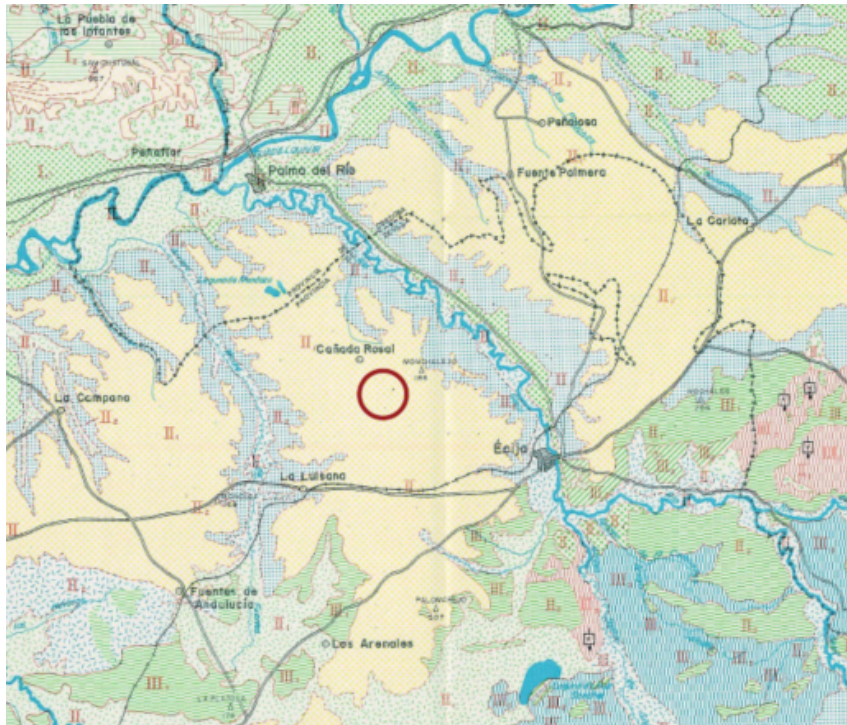


Figura 4.1 Recorte del Mapa Geotécnico General, hoja 76 [42].

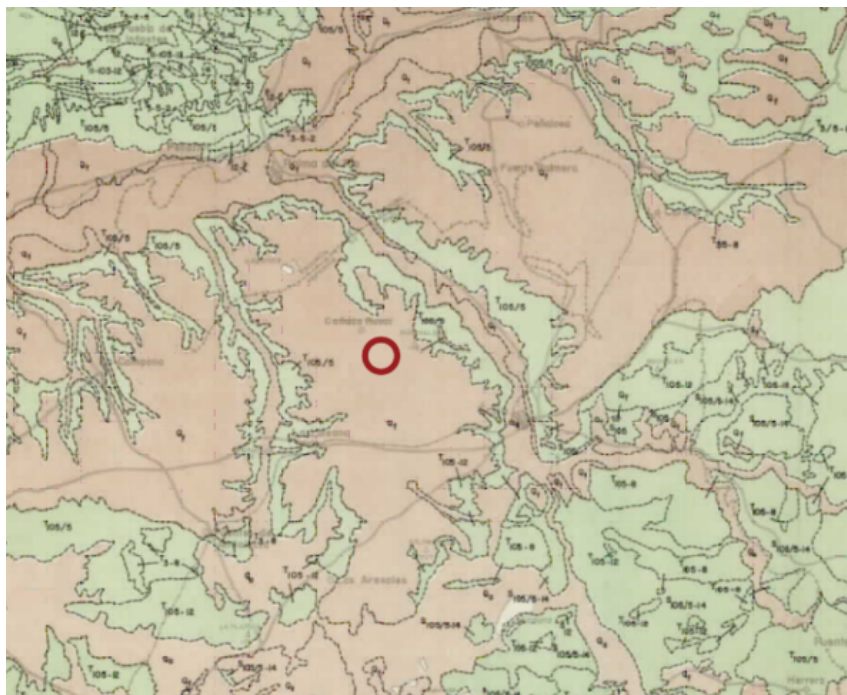


Figura 4.2 Mapa de Formaciones Superficiales y Sustrato, hoja 76 [42].

4.2.2 Características geomorfológicas

En el 'Mapa de Características Geomorfológicas' (figura 4.3), el emplazamiento corresponde a un terreno de tipo 'P', caracterizado por relieves llanos y pendientes inferiores al 7%.

Destaca por ser una zona estable bajo condiciones naturales y la acción del hombre, a excepción de algunas áreas en el borde de la subdivisión, donde pueden aparecer una serie de problemas de falta de estabilidad (principalmente deslizamientos). Además, se considera elevada en toda su extensión [42].



Figura 4.3 Recorte del Mapa de Características Geomórficas, hoja 76 [42].

4.2.3 Características hidrológicas

Acorde al "Mapa de Características Hidrológicas" (figura 4.4), el emplazamiento es de tipo A_1 y s_1 el cual destaca por un drenaje aceptable por percolación natural y por ser un terreno semipermeable, respectivamente.

A nivel superficial, debido a la ligera elevación del terreno, las redes de drenaje natural circulan hacia el exterior del emplazamiento. Por otro lado, a nivel subterráneo destaca la presencia de acuíferos en formaciones permeables por porosidad intergranular. Sin embargo, sólo afectarían a cimentaciones de gran profundidad. Como conclusión, en la zona no existe riesgo de inundación ni de encharcamiento [42].

4.2.4 Características geotécnicas

Por último, se expondrán las condiciones geotécnicas del terreno en consonancia a lo mostrado en el "Mapa de Características Geotécnicas" (figura 4.5).

El emplazamiento es de tipo M_1 caracterizado por admitir capacidades de carga y asientos de magnitud media y estar compuesto por recubrimientos de gravas. El grado de sismicidad es bajo (Zona A: $G < VI$, escala internacional macrosísmica (MSK)) [42].

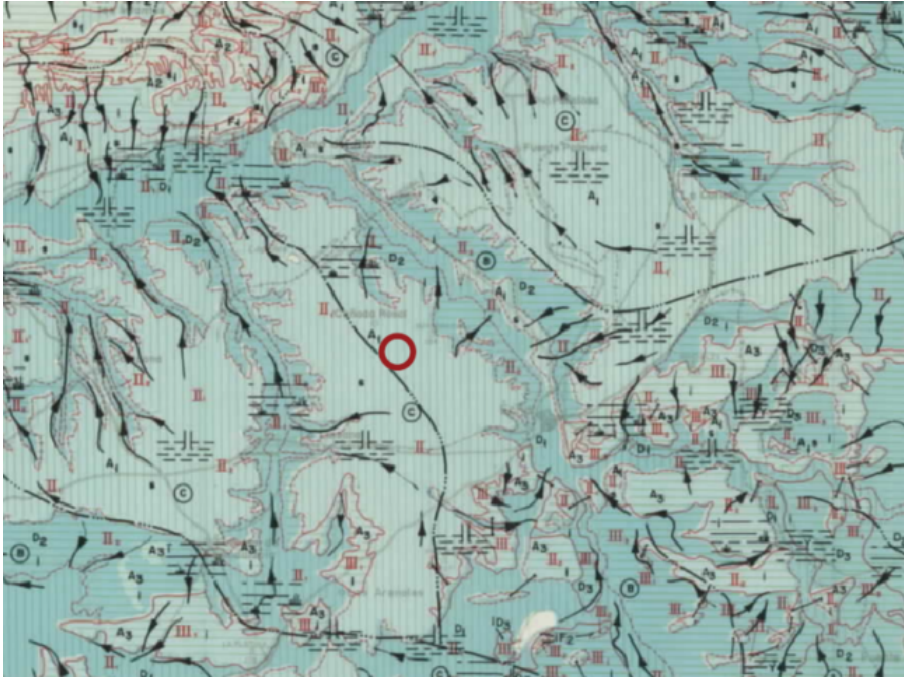


Figura 4.4 Recorte del Mapa de Características Hidrológicas, hoja 76 [42].

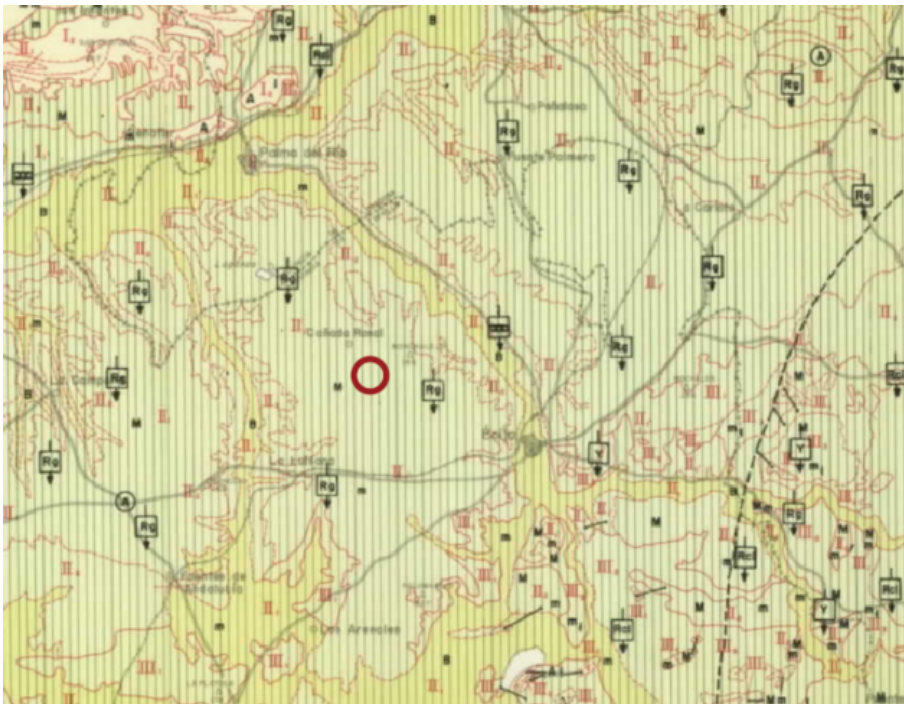


Figura 4.5 Recorte del Mapa de Características Geotécnicas, hoja 76 [42].

Para finalizar el apartado, en la sección Planos se incluye el plano "Análisis geotécnico" el cual permite identificar las características del terreno y su contexto geológico.

4.3 Condiciones climatológicas

Para finalizar el capítulo se proporcionan datos de los factores climatológicos que predominan en el emplazamiento. Debido a la cercanía al municipio, los datos meteorológicos que se expondrán a continuación pertenecen a Cañada Rosal, aunque las condiciones climatológicas de los 3 municipios que lo rodean son prácticamente idénticas.

4.3.1 Recurso solar

Dado que la planta de potencia está hibridada con energía termosolar, el recurso solar disponible durante el año supone unos de los factores más importante a la hora de la selección del emplazamiento.

Como se mencionó en el apartado 2.3, los sistemas de concentración sólo trabajan con la radiación directa normal (DNI, siglas en inglés de "Direct Normal Irradiation"). Por ello, junto con la radiación global horizontal (GHI, "Global Horizontal Irradiation"), serán los recursos que se procedan a analizar.

El motivo del análisis conjunto de dichos parámetros se debe que el DNI es uno de los componentes que conforman el GHI. La fórmula que las relaciona es la siguiente:

$$GHI = dHI + DNI \cdot \text{Cos}\theta \quad (4.1)$$

Como la componente directa sólo se puede medir de manera normal, se proyecta sobre la horizontal. De ahí la aparición del coseno de Theta ($\text{Cos}\theta$).

Para la recopilación de dichos datos se acudirá a una serie temporal de datos meteorológicos, o como es comúnmente conocido "TMY" (Typical meteorological Year). El TMY es una serie representativa del emplazamiento a largo plazo y, adecuada para la simulación y el diseño detallado de sistemas de energía solar [33].

A lo que la GHI respecta, el período con mayor recurso solar del año dura 3,3 meses, del 11 de mayo al 21 de agosto, con una GHI superior a $6,8 \text{ kWh/m}^2$. El mes más destacada dentro de este intervalo es julio con un promedio de $8,3 \text{ kWh/m}^2$.

El período con menor recurso solar del año dura 3,5 meses, del 28 de octubre al 12 de febrero, con una GHI no superior a $3,5 \text{ kWh/m}^2$ (figura 4.6). El mes más destacado de este intervalo es diciembre, con un promedio de $2,2 \text{ kWh/m}^2$ [43] [44].

Por otro lado, los valores máximos de DNI se alcanzan en el mes de julio con un valor de $10,1 \text{ kWh/m}^2$ (figura 4.7). Mientras que las mínimas tienen lugar entre los meses de diciembre y enero con valores inferiores a 2 kWh/m^2 [43] (figura 4.7).

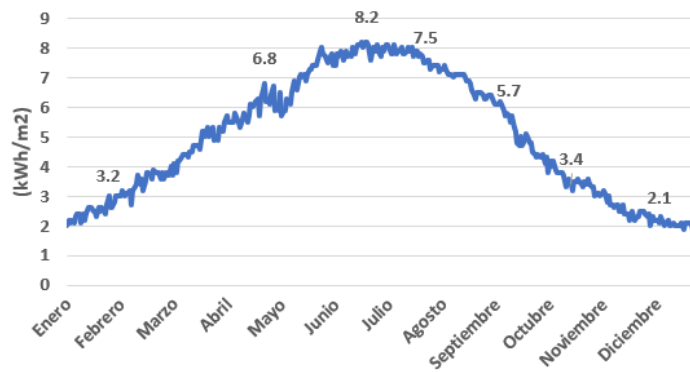


Figura 4.6 GHI diario del año típico meteorológico (TMY) en Cañada Rosal [43].



Figura 4.7 DNI diario del año típico meteorológico (TMY) en Cañada Rosal [43].

4.3.2 Temperatura

La temporada calurosa dura 2,8 meses, del 17 de junio al 11 de septiembre, y la temperatura máxima promedio diaria es más de 32 °C. El mes más cálido del año es julio, con una temperatura máxima promedio de 35 °C y mínima de 19 °C.

La temporada fresca dura 3,7 meses, del 15 de noviembre al 6 de marzo, y la temperatura máxima promedio diaria es menos de 19 °C. El mes más frío del año es enero, con una temperatura mínima promedio de 4 °C y máxima de 15 °C (figura 4.8) [44].

4.3.3 Nubosidad

El período más despejado del año comienza aproximadamente el 9 de junio, dura 2,9 meses y se termina aproximadamente el 5 de septiembre. El mes más despejado del año es julio, durante el cual, en promedio, el cielo está nublado sólo el 8% del tiempo.

El período más nublado del año comienza el 5 de septiembre, dura 9,1 meses y se termina aproximadamente el 9 de junio. El mes más nublado del año es diciembre, durante el cual en promedio el cielo está nublado o mayormente nublado el 45% del tiempo (figura 4.9) [44].

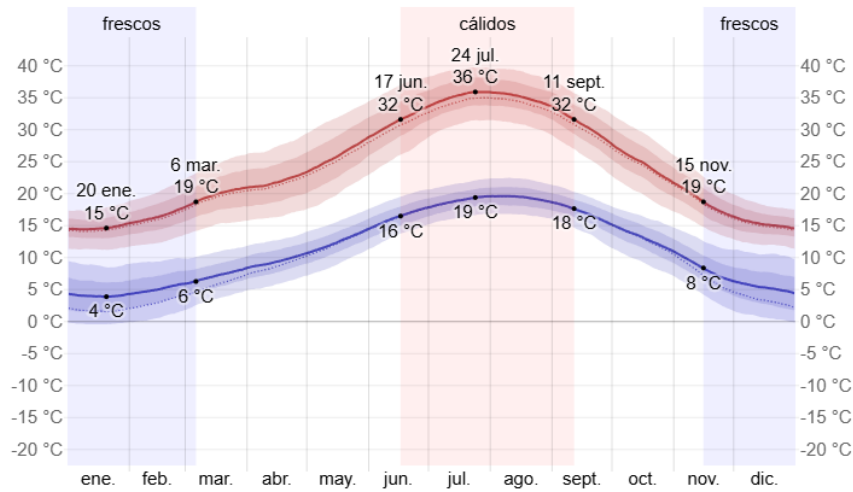


Figura 4.8 La temperatura máxima (línea roja) y la temperatura mínima (línea azul) promedio diaria con las bandas de los percentiles 25º a 75º, y 10º a 90º. Las líneas delgadas punteadas son las temperaturas promedio percibidas correspondientes [44].

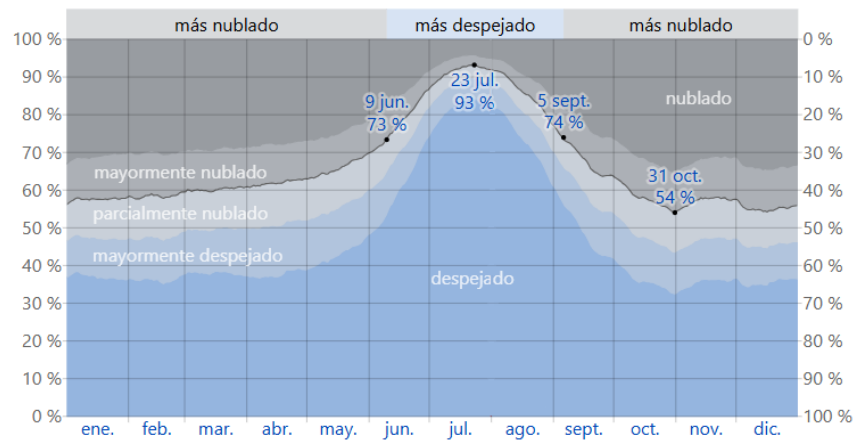


Figura 4.9 El porcentaje de tiempo pasado en cada banda de cobertura de nubes, categorizado según el porcentaje del cielo cubierto de nubes [44].

4.3.4 Precipitación

Un día mojado es un día con por lo menos 1 milímetro de líquido o precipitación equivalente a líquido. La probabilidad de días mojados varía durante el año.

La temporada más mojada dura 7,8 meses, del 26 de septiembre al 19 de mayo, con una probabilidad de más del 11 % de que cierto día será un día mojado. El mes con más días mojados es noviembre, con un promedio de 6,1 días y 68 milímetro de lluvia (figura 4.11).

La temporada más seca dura 4,2 meses, del 19 mayo al 26 septiembre. El mes con menos días mojados es julio, con un promedio de 0,4 días con un promedio de 1 milímetros de lluvia (figura 4.11).

Entre los días mojados, se distingue entre los que tienen solamente lluvia, solamente nieve o una combinación de las dos. El mes con más días con solo lluvia es noviembre, con un promedio de 6,1 días. En base a esta categorización, el tipo más común de precipitación durante el año es sólo lluvia,

con una probabilidad máxima del 22% el 30 de octubre (figura 4.10) [44].



Figura 4.10 El porcentaje de días en los que se observan diferentes tipos de precipitación, excluidas las cantidades ínfimas: solo lluvia, solo nieve, mezcla (llovió y nevó el mismo día) [44].

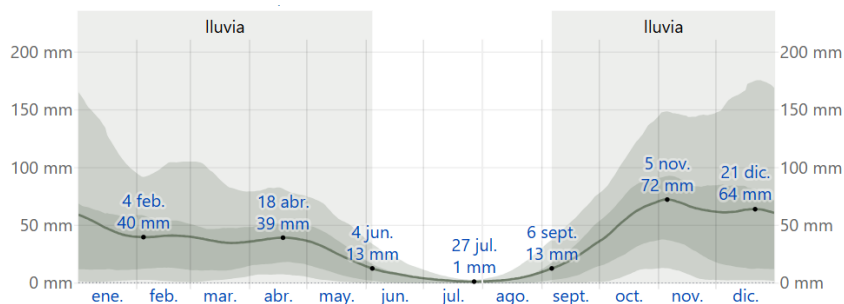


Figura 4.11 La lluvia promedio (línea sólida) acumulada en un período 31 días en un escala móvil, centrado en el día en cuestión, con las bandas de percentiles del 25º al 57º y del 10º al 90º [44].

4.3.5 Humedad

Se basa el nivel de comodidad de la humedad en el punto de rocío, ya que éste determina si el sudor se evaporará de la piel enfriando así el cuerpo. Cuando los puntos de rocío son más bajos se siente más seco y cuando son altos se siente más húmedo. A diferencia de la temperatura, que generalmente varía considerablemente entre la noche y el día, el punto de rocío tiende a cambiar más lentamente, así es que aunque la temperatura baje en la noche, en un día húmedo generalmente la noche es húmeda.

El nivel de humedad percibida, determinado por el porcentaje de tiempo en que las condiciones de humedad se consideran bochornosas, opresivas o insoportables, no varía significativamente a lo largo del año y no excede el 3% (figura 4.10) [44].

4.3.6 Viento

La velocidad promedio del viento por hora en Cañada Rosal tiene variaciones estacionales leves en el transcurso del año.

La parte más ventosa del año dura 7 meses, del 20 de octubre al 20 de mayo, con velocidades promedio del viento de más de 11,3 kilómetros por hora. El mes más ventoso del año es abril, con

vientos a una velocidad promedio de 12,2 kilómetros por hora.

El tiempo más calmado del año dura 5 meses, del 20 de mayo al 20 de octubre. El mes menos ventoso del año es septiembre, con vientos a una velocidad promedio de 10,3 kilómetros por hora [44].

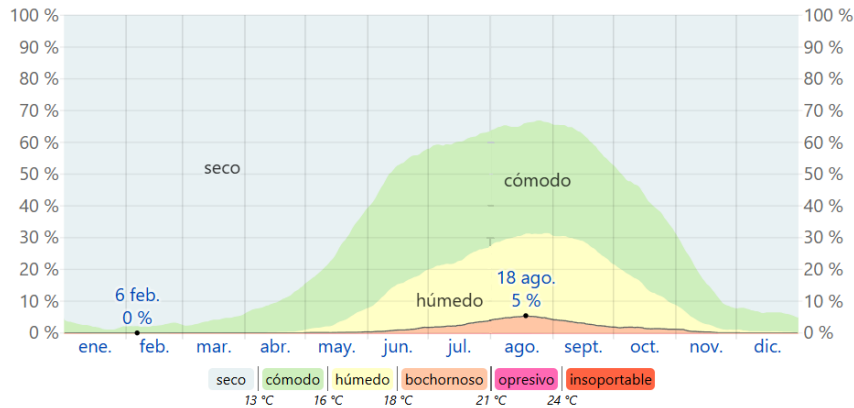


Figura 4.12 El porcentaje de tiempo pasado en varios niveles de comodidad de humedad, categorizado por el punto de rocío [44].

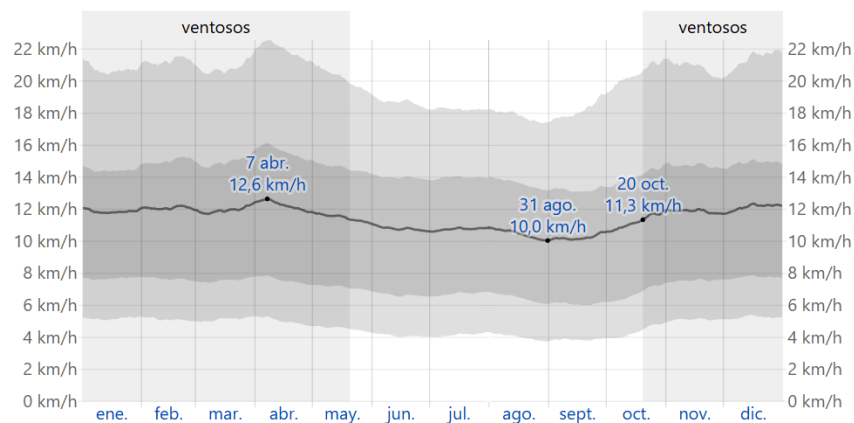


Figura 4.13 El promedio de la velocidad media del viento por hora (línea gris oscuro), con las bandas de percentil 25º a 75º y 10º a 90º [44].

4.4 Selección de la energía termosolar y estrategia de integración

Tras la revisión del estado del arte de la tecnología expuesta en el capítulo 2 y los requisitos de diseños mostrados en el capítulo 3, se ha optado por implementar la tecnología de central de torre en el ciclo de baja.

La elección de esta tecnología, a pesar de implicar una mayor inversión frente a la tecnología CCP, se justifica por las exigencias térmicas del fluido de trabajo (agua-vapor) en dicho ciclo. En concreto, se requiere operar con temperaturas cercanas a los 450 °C, mientras que la temperatura máxima alcanzable de los aceites sintéticos con los que operan los CCP, tal y como se mostró en la tabla 2.3, es de aproximadamente 400 °C.

Se ha optado por utilizar sales fundidas como fluido caloportador, éste circulará por el receptor central para calentar el agua que alimentará a la turbina de vapor del ciclo.

4.5 Hipótesis de diseño del ciclo de potencia

A continuación se muestran las hipótesis de partida que se tomarán en cuenta para el prediseño del ciclo de potencia.

Hipótesis de partida:

- Como fluidos térmicos se emplean agua, utilizada en el ciclo de Rankine, y sales fundidas con una composición al 60% de nitrato de sodio (NaNO_3) y 40% nitrato de potasio (KNO_3) que circulan por el receptor solar.
- La cercanía del HRSG se establece 20 °C por debajo de la temperatura de entrada de los gases de escape.
- El pinch-point del HRSG es de 10 °C.
- A la entrada del evaporador y salida del economizador el fluido se encuentra en condiciones de líquido saturado y a la salida del evaporador en condición de vapor saturado.
- Para la refrigeración del fluido térmico se utilizan aerocondensadores, estableciendo una presión de condensación compatible con la temperatura del foco frío, en este caso aire del exterior a 30 °C.
- Se considera un C_p para los gases de 1,15 kJ/(kg·K).
- Los rendimientos isentrópicos de la turbina y de las bombas será 90% y 75%, respectivamente.
- El desgasificador opera a una presión de 10 bar, ésta corresponde a una temperatura de saturación de unos 180 °C por lo que se minimizará la solubilidad del oxígeno en el agua optimizando el proceso.
- La turbina de vapor es de un único cuerpo y cuenta con una extracción correspondiente a la entrada del desgasificador.
- Se establece una temperatura de salida de los gases de escape de 150 °C. El calor disponible de estos gases se utiliza para calentar agua de red en un intercambiador de calor, el cual está diseñado con una diferencia terminal mínima de 5 °C.

El agua, que entra al sistema a 15 °C, se calienta en el intercambiador de calor hasta 145 °C, a una presión de 5 bar. Este agua de proceso se destina a diversos usos en la zona, tales como explotaciones agropecuarias cercanas.

- La temperatura de entrada y salida de las sales fundidas al GVS es de 465 y 295 °C, respectivamente.

- El calor específico y la densidad de las sales fundidas se calculan a través de dos polinomios de primer grado en función de la temperatura que se muestran a continuación:

$$Cp_{SF} = 0,000172 \cdot T + 1.443 \quad (4.2)$$

$$\rho_{SF} = -0,636 \cdot T + 2.090 \quad (4.3)$$

5 Prediseño del ciclo de potencia

En este capítulo se llevará a cabo el prediseño del ciclo de potencia de la planta de ciclo combinado con hibridación termosolar. A lo largo de su desarrollo se presentarán los procedimientos empleados para determinar el ciclo de baja óptimo, así como el diseño e implementación de la tecnología termosolar de central de torre en dicho sistema.

5.1 Configuración del ciclo

El ciclo combinado a prediseñar tendrá una configuración 2x2x1, es decir, el ciclo de alta estará compuesto por 2 turbinas de gas idénticas, con sus respectivos HRSG, que operan de forma independiente en función de las necesidades de la planta. Por otro lado, se tendrá una turbina de vapor que operará el máximo número de horas posibles (figura 5.1).

La operación autónoma de cada turbina justifica la elección de esta configuración. Una de las turbinas de gas funcionará a su máxima capacidad durante el mayor número de horas posible, mientras que la otra entrará en operación en los periodos en los que el recurso solar no sea suficiente para que la tecnología termosolar cubra las necesidades térmicas del ciclo.

Gracias a dicha configuración se obtendrá un ciclo combinado con una configuración 2x2x1 convencional, pero reduciendo las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera debido al aporte renovable de la tecnología termosolar.

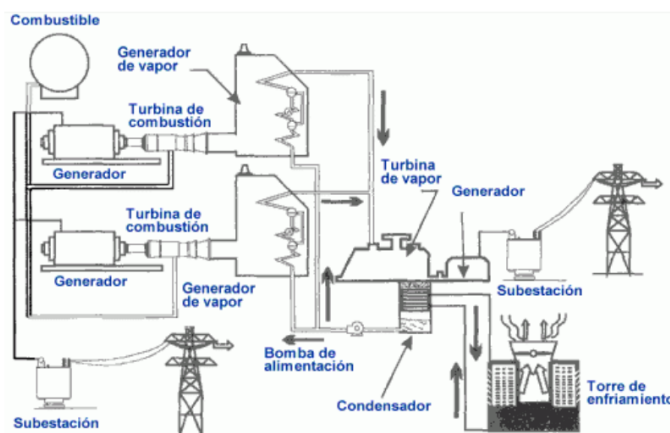


Figura 5.1 Diagrama básico de un ciclo combinado con configuración 2x2x1 [61].

5.2 Ciclo de Brayton

La turbina de gas utilizada es la "Titan 250" (figura 5.2) desarrollada por la empresa Solar Turbines. Presenta las características de la tabla 5.1. La hoja de datos de la turbina se encuentra en el Anexo B.1.

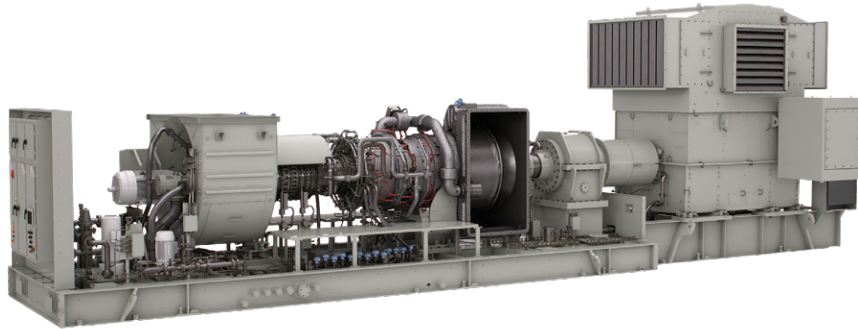


Figura 5.2 Ilustración del conjunto generador impulsado por la turbina de gas "Titan250" de Solar Turbine.

Tabla 5.1 Especificaciones de la turbina de gas "Titan250" de Solar Turbine.

PARÁMETRO	VALOR	UNIDADES
Potencia	23.100	kWe
Heat Rate	9.150	kJ/kWh
Caudal de los gases de escape	253.440	kg/h
Temperatura de los gases de escape (TGA)	460	°C

Para el desarrollo de este capítulo resulta de gran interés el caudal y la temperatura de los gases de escape de la turbina pues se tratan de los datos de partida para el desarrollo del ciclo de Rankine.

5.3 Ciclo de Rankine

En este apartado se mostrará el procedimiento para el desarrollo del ciclo de Rankine. Se partirá de los datos ofrecidos en la tabla 5.1, las hipótesis mostradas en el capítulo anterior y una serie de simplificaciones para la optimización del mismo.

5.3.1 Configuración del Ciclo de Rankine

Debido a que la potencia del ciclo combinado es relativamente baja (inferior a 100 MWe), se ha optado por un ciclo de Rankine de un sólo nivel de presión. En la sección Planos se encuentra la configuración de la planta de potencia, en el plano "Ciclo de potencia", cuyo funcionamiento se describe a continuación.

En primer lugar, como se explicó en el apartado 2.4, este tipo de planta puede operar de dos formas diferentes. En este caso, la planta operará en el modo "Fuel Saving Mood" ("Ahorro de combustible"), en el que a su vez se pueden distinguir entre dos modos de actuación en función del momento del día:

- Modo solar: tendrá lugar en los momentos en los que el recurso solar sea suficiente para satisfacer las necesidades térmicas del ciclo combinado. Por lo tanto, la turbina de gas 1 (TG1) operará a plena potencia y la central de torre sustituirá a la turbina de gas 2 (TG2) que se encontrará apagada.
- Modo noche: se activará cuando el recurso solar no sea suficiente para satisfacer las necesidades térmicas del ciclo combinado. Aquí, las 2 turbinas de gas operan a plena potencia.

Operación en "Modo noche"

En primer lugar, destacar que los estados A - B - C - D del plano "Ciclo de potencia", que se encuentra en la sección Planos 10.2, corresponden al paso de los gases procedentes de la turbina de gas a través del HRSG.

El punto 1 representa las condiciones de vapor vivo, donde el fluido (vapor sobrecalentado) entra en la turbina de vapor para expandirse hasta el punto 3. Durante su paso por la turbina, se realiza una extracción, que corresponde al punto 2, que servirá para alimentar al desgasificador.

El desgasificador cumple varias funciones: precalienta el agua de alimentación, permite la eliminación de gases no condensables de la instalación y sirve de depósito de acumulación de agua para la planta [7].

El punto 3 corresponde a vapor húmedo, el cual es conducido hasta el condensador para llevarlo a la condición de líquido saturado, correspondiente al punto 4.

Para aumentar la presión del fluido en el punto 4 hasta las condiciones requeridas por el desgasificador, se emplea una bomba de condensado, obteniéndose así el punto 5.

Del desgasificador, el fluido sale en el punto 6 en estado de líquido saturado y, tras su paso por la bomba de agua de alimentación, alcanza el punto 7 como líquido subenfriado.

A continuación, el fluido entra en el economizador, que corresponde a la primera etapa de su paso por el HRSG (punto 8). En esta etapa, el fluido se calentará hasta condiciones cercanas a líquido saturado (punto 9).

Acto seguido, entra en el calderín y se dirige al evaporador (punto 10), donde permanece como líquido saturado. A la salida del mismo, se encontrará en el punto 11 que se trata de vapor húmedo con un título de vapor cercano al 100%, por lo que será redirigido al calderín para que pase a ser vapor saturado en su totalidad.

Tras la salida del calderín en estado de vapor saturado (punto 12), entra en el sobrecalentador en el cual el fluido alcanza las condiciones de vapor vivo (punto 13) y es conducido nuevamente hacia la turbina de vapor.

Con el objetivo de optimizar el rendimiento global del ciclo combinado, se aprovecha la temperatura de salida de los gases de escape del HRSG para calentar agua destinada a procesos. Este agua se almacena en un Depósito de Agua a Procesos (DAP), correspondiente al punto 14, y, tras atravesar los intercambiadores de calor correspondientes (AP1 y AP2), alcanza una temperatura ligeramente inferior a la de saturación a la presión establecida (puntos 15 y 16).

En cuanto a los gases de escape, después de pasar por los intercambiadores AP1 y AP2, se dirigen a la chimenea a una temperatura adecuada para evitar problemas de condensación (punto F).

Operación en "Modo solar"

La principal diferencia de este modo respecto al anterior es que la TG2 se sustituye por la tecnología termosolar.

En el "Modo noche", cuando el fluido alcanza el punto 7, se divide en 2 caudales iguales que se dirigen a cada HRSG donde inician su proceso de calentamiento.

En este modo, la mitad del fluido se dirige al HRSG1, siguiendo el mismo proceso descrito en el apartado anterior. Sin embargo, la otra mitad será calentada por la tecnología termosolar, proceso que se detalla a continuación.

Cuando el fluido alcanza las condiciones del punto 8, pasa por un Precalentador (PR) cuyo objetivo principal es precalentar el agua que entrará al Generador de Vapor Solar (GVS), con el fin de mejorar su rendimiento.

Para ello, se utilizan los gases de escape del HRSG1. Tras salir del intercambiador PR, los gases continúan su recorrido (punto E) y, si la temperatura lo permite, se aprovecharán también para calentar agua de procesos, saliendo finalmente en el punto F.

Por otro lado, el agua sale del intercambiador PR en estado de líquido subenfriado (punto 17) y se dirige al GVS. Este equipo es un intercambiador de calor en el cual las sales fundidas transfieren su energía térmica al agua para llevarla a las condiciones del punto 13.

El paso de las sales fundidas a través del GVS está caracterizado por los puntos 0A - 0B - 0C y 0D, aunque en el plano "Ciclo de potencia" se muestran sólo el primer y último punto para la simplificación del diagrama.

Una vez que las sales fundidas salen del GVS, se almacenan en el Tanque Frío de Sales Fundidas (TFSF1). Desde este tanque, las sales son impulsadas por una bomba de circulación hacia el receptor solar, donde se calientan hasta alcanzar la temperatura óptima para el intercambio de calor y volver a repetir todo el proceso.

5.3.2 Caracterización del Ciclo de Rankine en el "Modo noche"

Las hipótesis aplicadas al ciclo descrito previamente se presentaron en el capítulo 4. Adicionalmente, se introducen una serie de simplificaciones con el objetivo de facilitar su cálculo.

Para la simplificación del cálculo, los puntos 9 y 10 se consideran idénticos, encontrándose en un estado de líquido saturado. Además, debido a la similitud entre el punto 11 y el 12, se considerará que ambos puntos son idénticos. Por otro lado, los puntos 7 y 8 poseen las mismas propiedades termodinámicas, sólo con la diferencia de que el primero tiene el doble de caudal másico, lo mismo ocurre con los puntos 1 y 13.

Los puntos 15 y 16 tienen las mismas propiedades termodinámicas. Sin embargo, no siempre tendrán el mismo caudal, ya que dependerá del modo de operación que se encuentre activo.

Con el fin de resumir y clarificar la información proporcionada, se presenta la tabla 5.2, que recoge las características conocidas de los puntos hasta el momento.

Tabla 5.2 Características iniciales de los puntos del ciclo.

PUNTO	CONDICIÓN	PRESIÓN	TEMPERATURA	TÍTULO DE VAPOR
1 / 13	Vapor sobrecalentado	Presión Alta	TGA - 20	-
2	Vapor sobrecalentado	Presión Desg	-	-
3	Vapor húmedo	Presión Cond	-	-
4	Líquido saturado	Presión Cond	Tsat	0
5	Líquido subenfriado	Presión Desg	-	-
6	Líquido saturado	Presión Desg	Tsat	0
7 / 8	Líquido subenfriado	Presión Alta	-	-
9 / 10	Líquido saturado	Presión Alta	Tsat	0
11 / 12	Vapor saturado	Presión Alta	Tsat	1
14	Líquido subenfriado	Presión Agua procesos	22	-
15 / 16	Líquido subenfriado	Presión Agua procesos	Tsat - 5	-
17	Líquido subenfriado	Presión Alta	-	-

El siguiente paso consistirá en la caracterización del ciclo a través de balances de masa y de energía. Para ello se utilizará el software EES a través del cual se irán definiendo ecuaciones e incógnitas (de las cuales tiene que existir el mismo número) y ofrecerá una solución única. Dicha caracterización se encuentra resuelta paso a paso en el anexo A.1.

En primer lugar, destacar las tendencias que tienen el título de vapor y el rendimiento del ciclo al aumentar la presión de vapor vivo (figura 5.3).

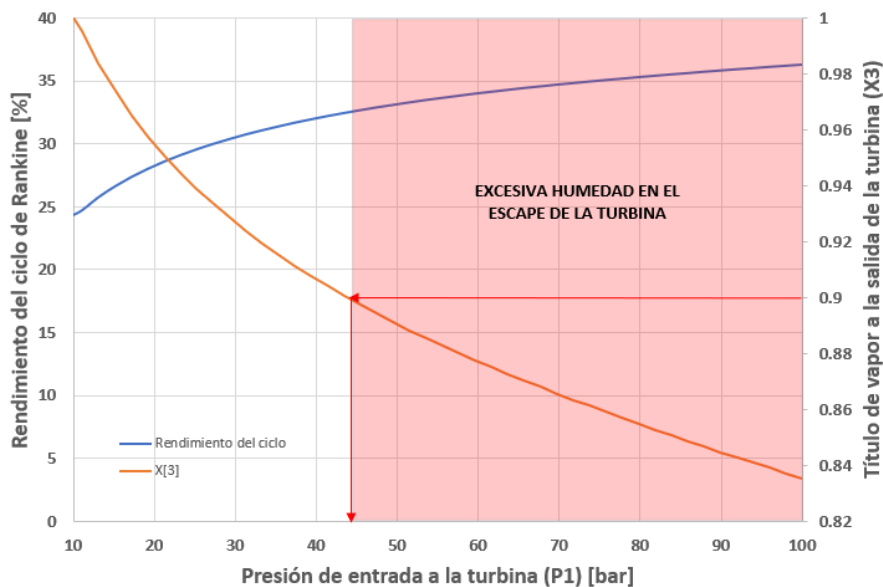


Figura 5.3 Evolución del rendimiento del ciclo y el contenido de humedad en el escape de la turbina al variar la presión de entrada P1.

Al aumentar la presión de vapor vivo, el rendimiento del ciclo de vapor aumenta ya que será necesario un caudal másico de vapor menor para producir la misma energía. Por lo tanto, se reduce

el calor que se cede en el condensador, y aunque también disminuya el calor que se aporta en la caldera, éste lo hace de una forma menos acusada. La consecuencia de esta acción es que el título de vapor en el escape de la turbina será cada vez menor [6].

Por lo tanto, se presenta una situación de compromiso en la que habrá que equilibrar dichos efectos. En este caso, como se estableció en el capítulo 4, se optará por tener un título de vapor a la salida de la turbina con un valor de 0,9.

La presión de vapor vivo que satisface esta condición es cuando P1 tiene un valor de 42,41 bar que es el valor con el cual se procede a mostrar las características de los puntos del ciclo (tabla 5.3).

Tabla 5.3 Características de los puntos del ciclo en "Modo noche" con P1 = 42,41 bar.

PUNTO	CONDICION	P (bar)	T (° C)	H (kJ/kg)	S (kJ/ (kg · K))	X
1 / 13	Vapor sobrecalentado	42,41	440	3.304	6,873	-
2	Vapor sobrecalentado	10,02	256	2.955	6,948	-
3	Vapor húmedo	0,2502	65	2.383	7,136	0,9
4	Líquido saturado	0,2502	65	272,1	0,8935	0
5	Líquido subenfriado	10,02	65,12	273,4	0,8945	-
6	Líquido saturado	10,02	180	763,2	2,14	0
7 / 8	Líquido subenfriado	42,41	180,7	768,1	2,142	-
9 / 10	Líquido saturado	42,41	253,9	1.104	2,828	0
11 / 12	Vapor saturado	42,41	253,9	2.799	6,044	1
14	Líquido subenfriado	5	15	63,39	0,2242	-
15 / 16	Líquido subenfriado	5	145	610,8	1,791	-
17	-	-	-	-	-	-

Tabla 5.4 Temperatura de los gases de escape a su paso por el ciclo.

PUNTO	TEMPERATURA (°C)
A	460
B	415
C	263,9
D	233,9
E	233,9
F	150

Como se explicó en el apartado anterior la temperatura de salida de los gases del HRSG (punto E) es bastante superior a 150 °C. Por lo tanto, es viable utilizar dichos gases para el precalentamiento de agua a procesos.

A continuación, se muestran los diagramas h-s (figura 5.4) y T-s del ciclo de Rankine (figura 5.5) y el T-Q del HRSG (figura 5.6).

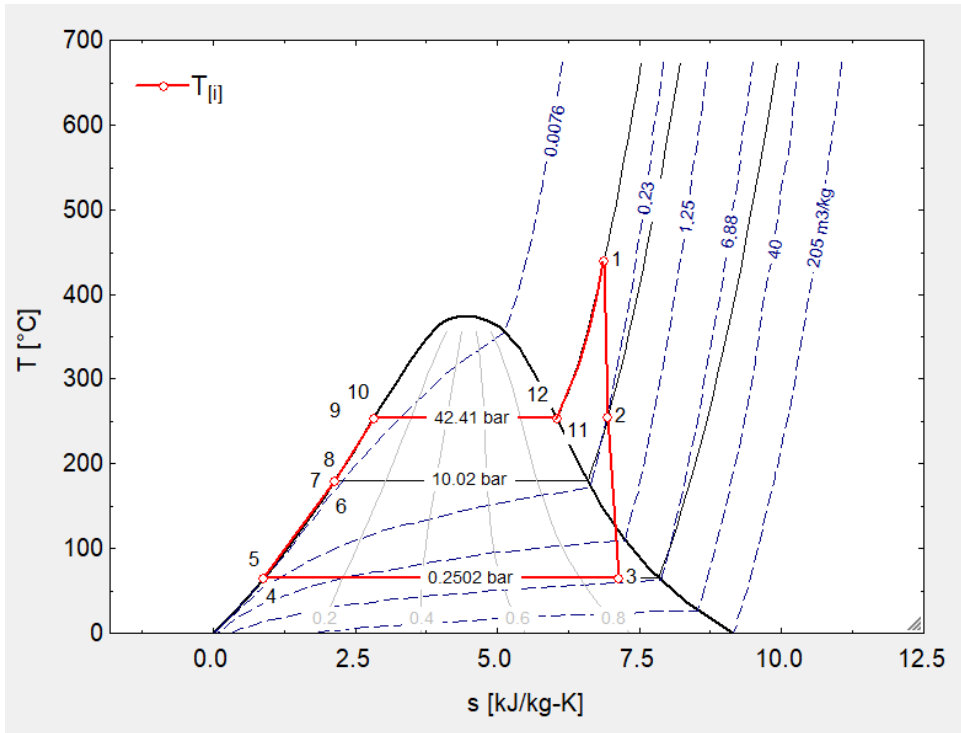


Figura 5.4 Diagrama T-s del ciclo de Rankine con P1 = 42,41 bar.

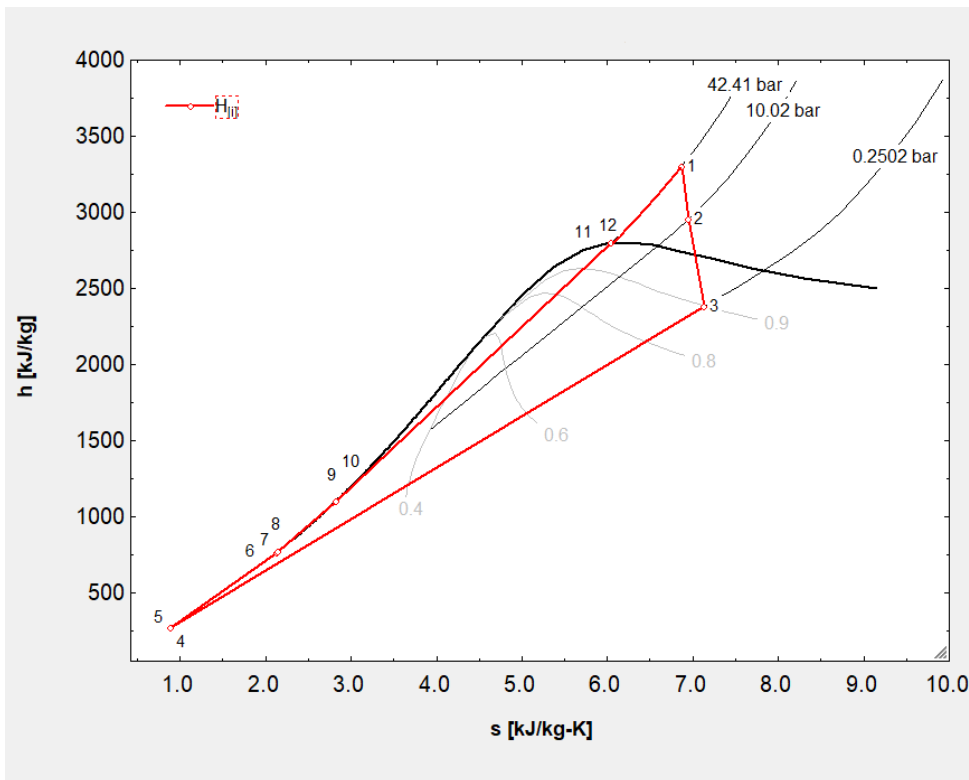


Figura 5.5 Diagrama h-s del ciclo de Rankine con P1 = 42,41 bar.

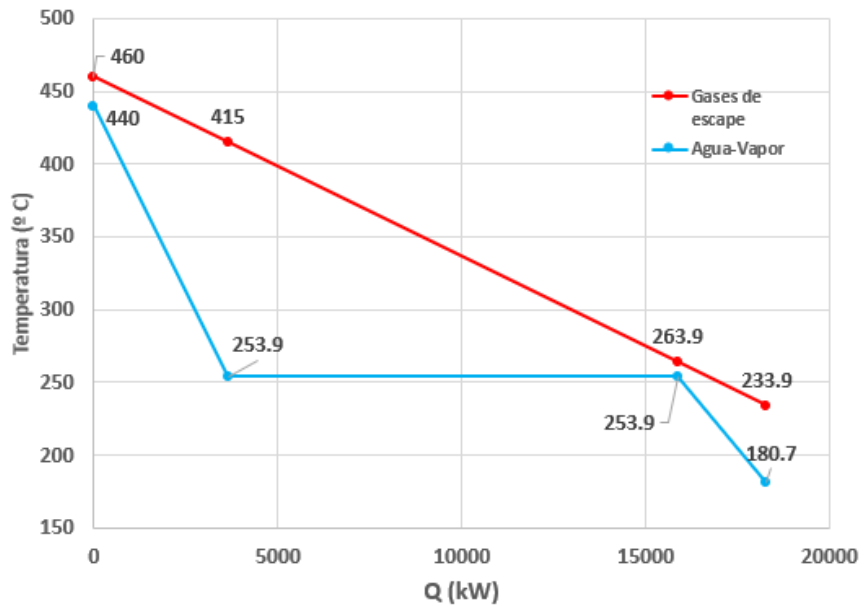


Figura 5.6 Diagrama T-Q del HRSG1 Y HRSG2 con $P_1 = 42,41$ bar.

Los siguientes diagramas mostrados corresponden al diagrama T-Q de los intercambiadores AP1 y AP2 (figura 5.7) y el diagrama T-Q del condensador (figura 5.8).

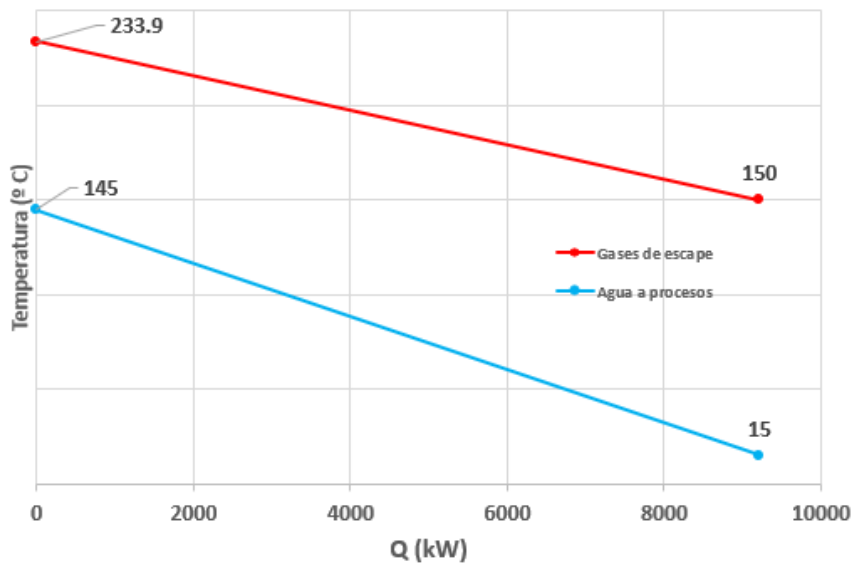


Figura 5.7 Diagrama T-Q de los intercambiadores de calor AP1 y AP2.

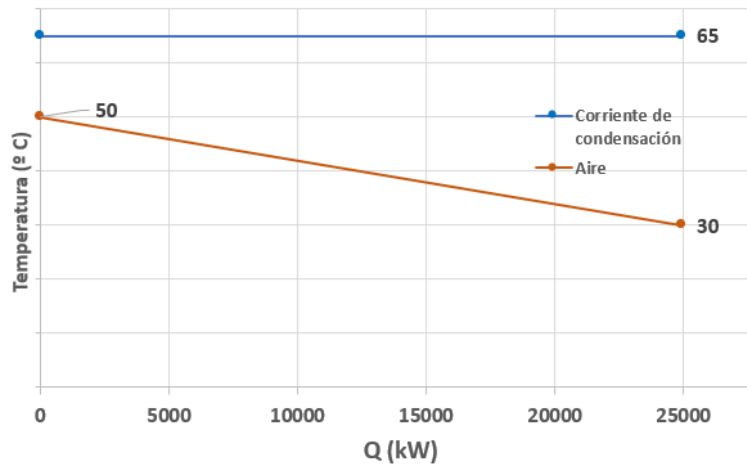


Figura 5.8 Diagrama T-Q del condensador.

Por último, se muestran los resultados finales del ciclo operando en el "Modo noche" (tabla 5.5).

Tabla 5.5 Resultados finales del ciclo operando en el "Modo noche".

PARÁMETRO	VALOR	UNIDADES
Rendimiento global del ciclo (η_{Global})	60,69	%
Rendimiento del ciclo ($\eta_{Rankine}$)	31,34	%
Potencia generada por la turbina (\dot{W})	11.784	kW
Potencia neta generada por la turbina (\dot{W}_{neta})	11.474	kW
Potencia generada por "el cuerpo de alta" (\dot{W}_{TAP})	5.032	kW
Potencia generada por "el cuerpo de baja" (\dot{W}_{TBP})	6.753	kW
Potencia consumida por la bomba de baja presión (\dot{W}_{BBP})	15,67	kW
Potencia consumida por la bomba de alta presión (\dot{W}_{BAP})	70,23	kW
Potencia consumida por el aerocondensador (\dot{W}_{AEC})	224,3	kW
Calor intercambiado en el economizador (Q_{ECO})	2.427	kW
Calor intercambiado en el evaporador (Q_{EVA})	12.236	kW
Calor intercambiado en el sobrecalentador (Q_{SC})	3.641	kW
Calor intercambiado en el condensador (Q_{COND})	24.910	kW
Calor intercambiado en el calentador de agua a procesos (Q_{PROC})	13.588	kW
Caudal másico de vapor 1 ($\dot{m}_{vap,1}$)	14,44	kg/s
Caudal másico de vapor 2 ($\dot{m}_{vap,2}$)	2,637	kg/s
Caudal másico de vapor 3 ($\dot{m}_{vap,3}$)	11,8	kg/s
Caudal másico de agua a procesos ($\dot{m}_{w,procesos}$)	24,82	kg/s
Caudal másico de aire en el aerocondensador ($\dot{m}_{aire,cond}$)	1.239	kg/s

El rendimiento del ciclo de Rankine es del 31,34% y la potencia generada por la turbina es de 11.784 kW.

5.3.3 Caracterización del Ciclo de Rankine en el "Modo solar"

Para finalizar este apartado, se procederá a la caracterización de los equipos que intervienen en este modo de operación. Éstos serán principalmente el Precalentador de Agua (PR) y el Generador de Vapor Solar (GVS).

El GVS debe elevar el fluido agua-vapor a las mismas condiciones que lo hace el HRSG en el cual se cruzan los gases de combustión con el agua-vapor.

El lado agua-vapor ha sido resuelto en el anexo A.1, por lo que será un dato inicial. Por otro lado, la resolución del ciclo de potencia operando en este modo se encuentra resuelta en el anexo A.2, del cual se muestran los datos más relevantes.

En primer lugar, en la tabla 5.6 se muestran las características de los puntos del ciclo.

Tabla 5.6 Características de los puntos del ciclo en "Modo Solar" con $P_1 = 42,41$ bar.

PUNTO	CONDICION	P (bar)	T (° C)	H (kJ/kg)	S (kJ/ (kg · K))	X
1 / 13	Vapor sobrecalentado	42,41	440	3.304	6,873	-
2	Vapor sobrecalentado	10,02	256	2.955	6,948	-
3	Vapor húmedo	0,2502	65	2.383	7,136	0,9
4	Líquido saturado	0,2502	65	272,1	0,8935	0
5	Líquido subenfriado	10,02	65,12	273,4	0,8945	-
6	Líquido saturado	10,02	180	763,2	2,14	0
7 / 8	Líquido subenfriado	42,41	180,7	768,1	2,142	-
9 / 10	Líquido saturado	42,41	253,9	1.104	2,828	0
11 / 12	Vapor saturado	42,41	253,9	2.799	6,044	1
14	Líquido subenfriado	5	15	63,39	0,2242	-
15 / 16	Líquido subenfriado	5	145	610,8	1,791	-
17	Líquido subenfriado	42,41	215	921,2	2,467	-

Si se comparan las tablas 5.6 y 5.3, se contemplan que son idénticas salvo en el Punto 17 el cual se explicará en profundidad en unos instantes.

Como se puede observar en la tabla 5.7 los gases de escape salen a una temperatura superior a los 150 °C por lo que serán utilizados para la generación de agua a procesos.

Tabla 5.7 Temperatura de los gases de escape a su paso por el ciclo.

PUNTO	TEMPERATURA (°C)
A	460
B	415
C	263,9
D	233,9
E	214,1
F	150

Debido a que la tecnología termosolar hace una sustitución total de la TG2 los diagramas T-s y h-s son idénticos a los representados en las figuras 5.4 y 5.5.

En un primer cálculo del GVS se obtuvo el diagrama T-Q mostrado en la figura 5.9. La temperatura de saturación del agua está determinada por la presión de operación del ciclo, la cual a su vez depende del límite de humedad admisible en el escape de la turbina de vapor. Por otro lado, la temperatura de operación de las sales fundidas no puede ser inferior a 295 °C para evitar problemas de congelación. Como consecuencia, el Pinch Point del GVS presenta un valor elevado, lo que se traduce en un bajo rendimiento del equipo.

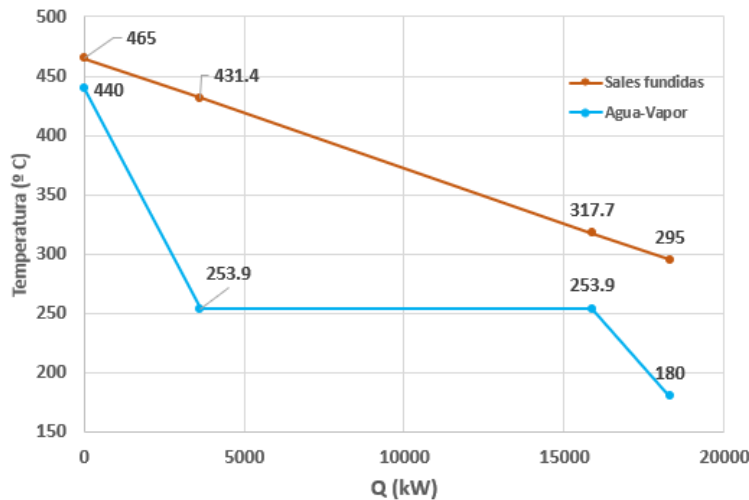


Figura 5.9 Diagrama T-Q del GVS.

Para incrementar el rendimiento del GVS, se decide precalentar el agua hasta una temperatura de 215 °C (punto 17 del diagrama) obteniendo el diagrama T-Q mostrado en la figura 5.11.

Al aumentar la temperatura de entrada del agua al economizador, disminuye la cantidad de calor que debe transferirse para alcanzar la temperatura de saturación. En consecuencia, si las temperaturas de entrada y salida de las sales fundidas al GVS se mantienen constantes, el caudal de sales debe reducirse para conservar el balance energético. Esta disminución del caudal implica una menor capacidad térmica en la corriente caliente, de modo que su temperatura desciende más rápidamente a medida que cede calor. Como resultado, se obtiene un Pinch Point menor que en el caso inicial, lo que puede representar una mejora en el aprovechamiento térmico del intercambiador.

Con esta medida se consigue una reducción del caudal de sales fundidas del 6%, con un aumento del rendimiento global del ciclo del 0.78 %.

Para el precalentamiento del agua se utilizarán los gases de escape del HRSG ya que poseen temperatura suficiente para ello. El diagrama T-Q del precalentador se muestra en la figura 5.10.

La temperatura de salida de los gases es de 220,3 °C, por lo que es viable destinar los gases de escape para el calentamiento de agua a procesos; el diagrama T-Q del AP2 se muestra en la figura 5.12.

Por último, se muestran los resultados finales del ciclo operando en el "Modo solar" (tabla 5.8).

El rendimiento del ciclo de Rankine es de un 31,22%. Disminuye un poco respecto al "Modo noche" porque se contabiliza el consumo de las bombas de sales fundidas. La potencia generada por la turbina de vapor es 11.784 kW, idéntica al "Modo noche".

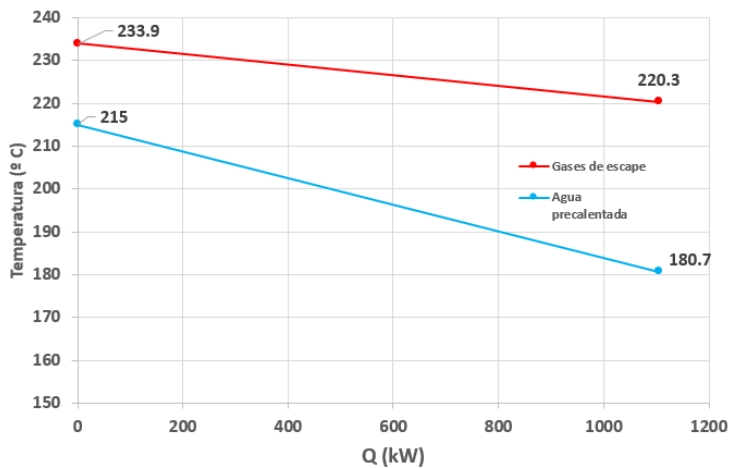


Figura 5.10 Diagrama T-Q del Precalentador.

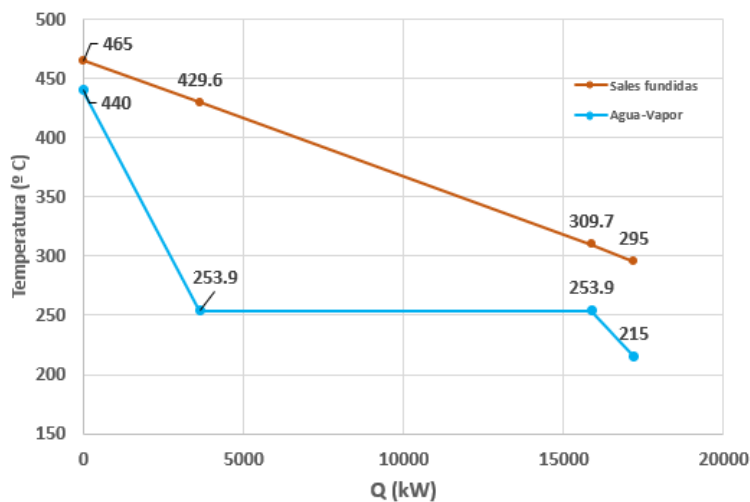


Figura 5.11 Diagrama T-Q del GVS precalentamiento de agua.

Diagrama T-Q AP2 (5 bar, $T_{sat} = 151,9$)

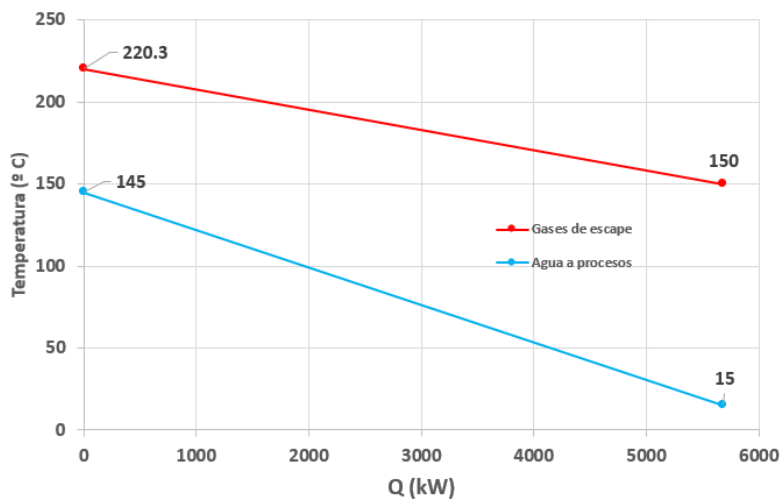


Figura 5.12 Diagrama T-Q del AP2.

Tabla 5.8 Resultados finales del ciclo operando en el "Modo Solar".

PARÁMETRO	VALOR	UNIDADES
Rendimiento global del ciclo (η_{Global})	53,65	%
Rendimiento del ciclo ($\eta_{Rankine}$)	30,29	%
Potencia generada por la turbina (\dot{W})	11.784	kW
Potencia neta generada por la turbina (\dot{W}_{neta})	11.424	kW
Potencia generada por "el cuerpo de alta" (\dot{W}_{TAP})	5.031	kW
Potencia generada por "el cuerpo de baja" (\dot{W}_{TBP})	6.753	kW
Potencia consumida por la bomba de baja presión (\dot{W}_{BBP})	15,67	kW
Potencia consumida por la bomba de alta presión (\dot{W}_{BAP})	70,22	kW
Potencia consumida por el aerocondensador (\dot{W}_{AEC})	224,3	kW
Potencia consumida por la bomba de sales fundidas (\dot{W}_{SFF})	47,01	kW
Calor intercambiado en el economizador (Q_{ECO})	2.427	kW
Calor intercambiado en el evaporador (Q_{EVA})	12.236	kW
Calor intercambiado en el sobrecalentador (Q_{SC})	3.641	kW
Calor intercambiado en el precalentador del GVS (Q_{PRECA})	1.105	kW
Calor intercambiado en el economizador del GVS ($Q_{ECO_{GVS}}$)	1.321	kW
Calor intercambiado en el evaporador del GVS ($Q_{EVA_{GVS}}$)	12.236	kW
Calor intercambiado en el sobrecalentador del GVS ($Q_{SC_{GVS}}$)	3.641	kW
Calor intercambiado en el condensador (Q_{COND})	24.910	kW
Calor intercambiado en el calentador de agua a procesos (Q_{PROC})	5.688	kW
Caudal másico de sales fundidas (\dot{m}_{SF})	67,07	kg/s
Caudal másico de vapor 1 ($\dot{m}_{vap,1}$)	14,44	kg/s
Caudal másico de vapor 2 ($\dot{m}_{vap,2}$)	2,637	kg/s
Caudal másico de vapor 3 ($\dot{m}_{vap,3}$)	11,8	kg/s
Caudal másico de agua a procesos ($\dot{m}_{w,procesos}$)	10,32	kg/s
Caudal másico de aire en el aerocondensador ($\dot{m}_{aire,cond}$)	1.239	kg/s

Conviene aclarar que, en el "Modo solar", la potencia generada por el ciclo varía a lo largo del día según la DNI y la época del año. En comparación con la figura 2.44, el comportamiento de la planta se asemeja más al de la figura 5.13. No obstante, en los cálculos posteriores se asume que la parte termosolar opera siempre a máxima potencia.

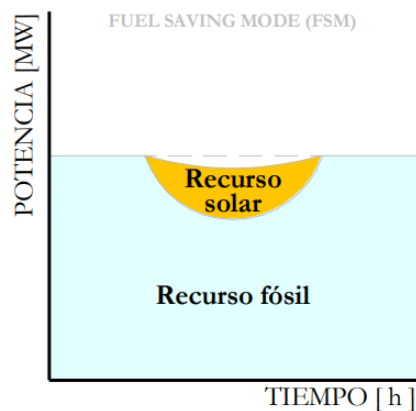


Figura 5.13 Esquema del modo de operación FSM [36].

Para terminar el capítulo, en la sección Planos se adjuntan dos documentos: el "Diagrama de procesos", que muestra las características principales (caudal, temperatura y presión) de cada punto del ciclo, y el ya mencionado "Ciclo de potencia".

6 Dimensionamiento de equipos principales

En este capítulo se llevará a cabo la selección y el dimensionamiento de los principales equipos que conforman la planta de ciclo combinado con hibridación termosolar. Se definen las características técnicas y operativas de cada uno de los componentes clave, incluyendo bombas, intercambiadores de calor, turbina de gas, turbina de vapor, receptor solar, campo solar y tanques de almacenamiento de sales fundidas.

6.1 Turbina de gas

De la turbina de gas ya se mostraron en el apartado 5.2 los parámetros más importantes. La hoja de datos se encuentra en el anexo B.1. Entre todos los datos mostrados en el mismo cabe destacar:

- Turbina industrial de 2 ejes.
- Compresor axial de 16 etapas, con una relación de compresión 24:1.
- Cámara de combustión de tipo anular.
- Turbogenerador de gas de reacción de 2 etapas y turbina de potencia de reacción de 3 etapas.



Figura 6.1 Turbina de gas "Titan 250" elaborada por la empresa Solar Turbines.

6.2 Turbina de vapor

Tras la resolución del ciclo de potencia (apartados 5.3.2 y 5.3.3) se calculó que la potencia generada por la turbina de vapor era de 11,784 MW.

La turbina seleccionada para desempeñar tal función es la "D-R Tandem" elaborada por la empresa Siemens Energy mostrada en la figura 6.2. Los datos del equipo se muestran en el anexo B.2 en el que destacan las siguientes características:

- Potencia máxima de salida: $\leq 12,5$ MW.
- Velocidad de la turbina: ≤ 8500 rpm.
- Temperatura de vapor de entrada: ≤ 530 °C.
- Presión de vapor de entrada: ≤ 121 bar.
- Múltiple extracción hasta 40 bar.

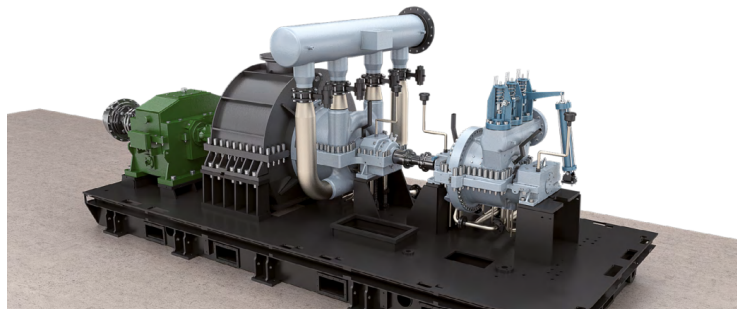


Figura 6.2 Turbina de vapor "D-R Tandem" elaborada por la empresa Siemens Energy.

6.3 Bombas principales

En este apartado se presenta la selección de las bombas principales de la planta, que incluyen la bomba de agua de alimentación (BAP), la bomba de condensado (BBP) y las bombas de circulación de sales fundidas (BSF).

Dado que las pérdidas de carga a lo largo del ciclo no son objeto de estudio, ya que requieren el desarrollo de ingeniería de detalle, una vez definido el ciclo de potencia se conocen directamente los requerimientos que deben satisfacer las bombas. En la tabla 6.1 se recogen las condiciones de diseño exigidas a cada una de ellas. El criterio de selección se basará principalmente en 2 parámetros: la altura manométrica total (H) y el caudal de operación (Q).

Como criterio de seguridad y disponibilidad operativa, todas las bombas dispondrán de redundancia, es decir, se instalarán 2 unidades en paralelo, de las cuales sólo 1 funciona a plena potencia, quedando la segunda como reserva para cubrir paradas por mantenimiento o posibles averías. Dicha configuración se conoce como 2 x 100%

Tabla 6.1 Parámetros a satisfacer de las bombas principales del ciclo de potencia.

PARÁMETROS	BAP	BBP	BSF
Salto de presión (bar)	32,4	9,77	10
Temperatura (°C)	181	65,12	295
Densidad (kg/m ³)	890	983	1902
Caudal másico (kg/s)	14,44	11,8	67,07
Caudal volumétrico (m ³ /h)	58,41	43,21	129,95
CONDICIONES EN CONFIGURACIÓN 2 x 100%			
Altura manométrica total (H)	371,1	101,31	53,59
Caudal volumétrico "Q" (m ³ /h)	58,41	43,21	129,95

6.3.1 Bomba de agua de alimentación (BAP)

Su labor principal es la de suministrar agua a alta presión y temperatura al HRSG, garantizando así un flujo continuo para la producción de vapor. En las centrales de ciclo combinado este tipo de bombas suelen ser horizontales de tipo sección anular y, a veces, pueden ser también de tipo partido axialmente o de barril.

La bomba seleccionada es la bomba MSD multietapa partida axialmente (figura 6.3) fabricada por la marca Sulzer. Diseñada de acuerdo a la norma ISO-13709 / API 610 [45].

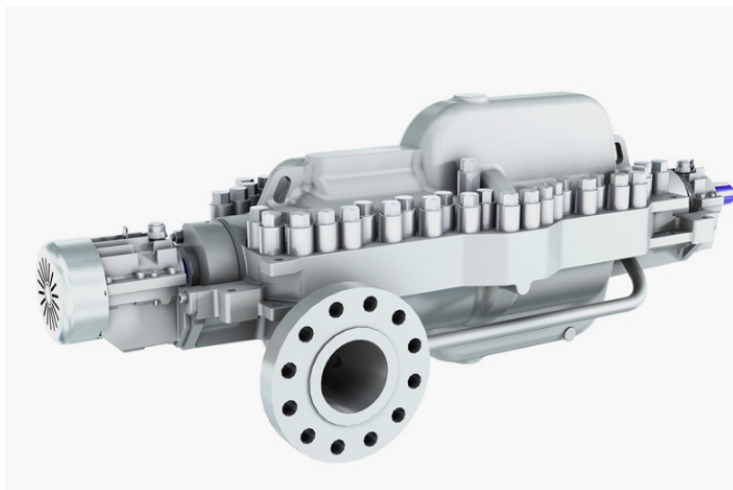


Figura 6.3 Bomba MSD multietapa partida axialmente de la marca Sulzer [45].

Como se puede observar en la figura 6.4, el rango de trabajo es compatible con las condiciones de trabajo necesarias.

La hoja de datos se encuentra en el anexo B.3. En ella cabe destacar las siguientes características:

- Rango de caudales de trabajo: capacidad operativa hasta 3.200 m³/h.
- Altura máxima disponible: 2.900 metros.
- Presiones máximas: compatible con presiones de hasta 300 bar.

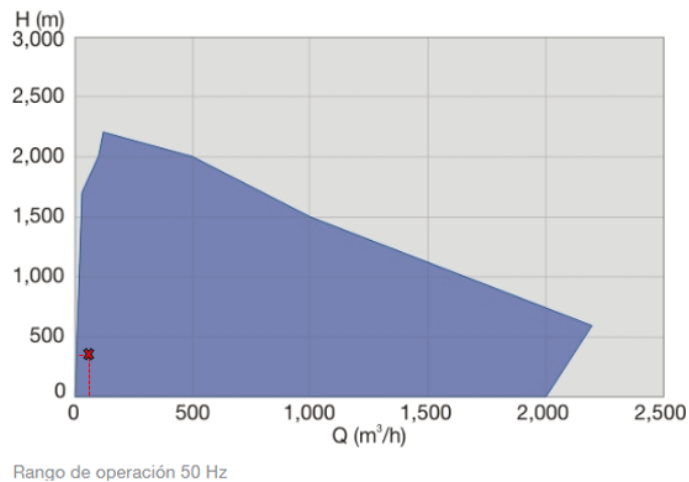


Figura 6.4 Rango de trabajo de la bomba MSD multietapa partida axialmente de la marca Sulzer [45].

6.3.2 Bomba de condensado (BBP)

Su principal misión es la extracción de agua condensada del condensador y el bombeo de la misma, a través del sistema de limpieza de condensado, hasta el tanque desgasificador. En plantas de potencia de pequeño tamaño, como es el caso de estudio, este tipo de bombas suelen ser horizontales de tipo de aspiración axial.

La bomba seleccionada es la bomba de aspiración axial ZE/ZF mostrada en la figura 6.5. Los apoyos de carcasa y placa base son diseñados conforme a las cargas en brida y momentos requeridos por la API 610. La cámara de sellado ha sido diseñada de acuerdo a la API 682 [46].

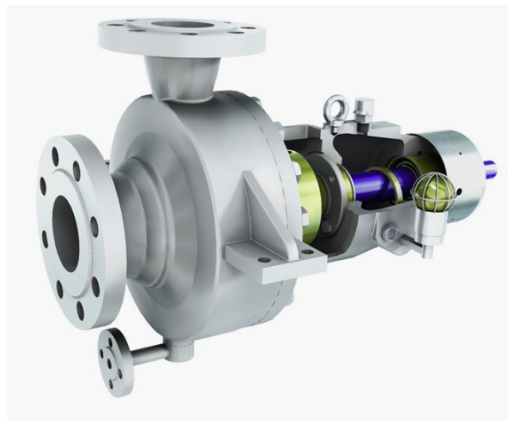


Figura 6.5 Bomba de aspiración axial ZE/ZF de la marca Sulzer [46].

Como se puede observar en la figura 6.6, el rango de trabajo es compatible con las condiciones de trabajo necesarias.

La hoja de datos se encuentra en el anexo B.4. En ella cabe destacar las siguientes características:

- Rango de caudales de trabajo: hasta 2600 m³/h.
- Altura máxima disponible: 300 metros.
- Presiones máximas: compatible con presiones de hasta 100 bar.

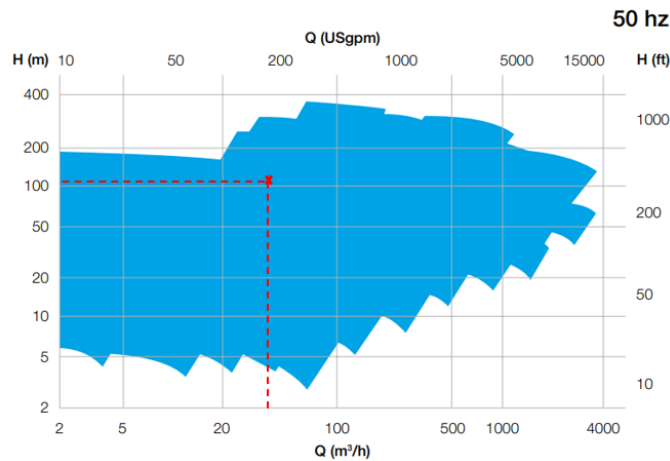


Figura 6.6 Rango de trabajo de la bomba ZE/ZF de la marca Sulzer [46].

6.3.3 Bomba de circulación de sales fundidas (BSF)

Las bombas de circulación de sales fundidas desempeñan un papel clave en la parte termosolar. Su principal misión se basa en trasladar eficientemente dichas sales a altas temperaturas, desde el receptor solar hacia los sistemas de almacenamiento térmico y generación de vapor.

Debido a la alta peligrosidad de las sales fundidas estos equipos deben ser muy fiables. Una de las principales características de este equipo es el doble sistema de sellado (ISO 21049 API 682) minimizando el riesgo de cualquier fuga. Este tipo de bombas suele ser de doble aspiración, verticales o de aspiración axial.

La bomba seleccionada para el desempeño de esta función se muestra en la figura 6.7. Ésta es la bomba vertical de sales fundidas VEY fabricada por la marca Sulzer [36] [47].



Figura 6.7 Bomba de circulación de sales fundidas VEY de la marca Sulzer [47].

Las VEY son bombas verticales de flujo mixto de gran caudal y altura media alta. Como se puede observar en la figura 6.8, el rango de trabajo es compatible con las condiciones de trabajo necesarias.

La hoja de datos se encuentra en el anexo B.5. En ella cabe destacar:

- Rango de caudales de trabajo: hasta 4000 m³/h.
- Altura máxima disponible: 380 metros.
- Temperaturas máximas: compatible con temperaturas de trabajo de hasta 600 °C.
- Presiones máximas: compatible con presiones de hasta 100 bar.

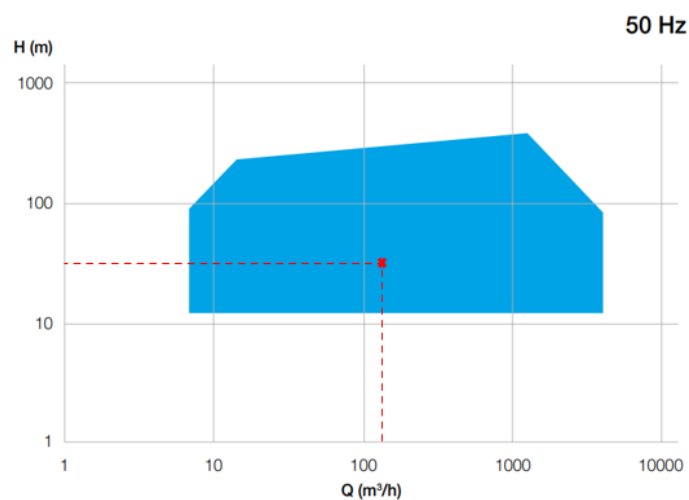


Figura 6.8 Rango de trabajo de la bomba VEY de la marca Sulzer [47].

6.4 Receptor solar

En este apartado se lleva a cabo el prediseño del receptor solar de torre central, definiendo sus principales parámetros geométricos y operativos.

Es el componente encargado de captar la radiación concentrada por el campo de heliostatos y transferirla al fluido de trabajo, elevando su temperatura hasta las condiciones requeridas por el ciclo de potencia.

En el apartado 2.3.4 se explicaron las diferentes tipologías de receptores solares. Debido al fluido de trabajo utilizado y las condiciones de operación, se opta por la selección de un receptor exterior o cilíndrico.

A su vez, existen diferentes esquemas de circulación del fluido a través del receptor (figura 6.9). No será objeto de estudio el análisis exhaustivo de la selección del mismo; sin embargo, no está de más mencionar que, en función del seleccionado, se tendrán una serie de ventajas respecto a otros.

- Uniformidad térmica: los esquemas helicoidal y en serpentín favorecen una distribución más homogénea de la temperatura, mientras que las configuraciones verticales u horizontales

pueden presentar mayores desequilibrios si la radiación no es uniforme.

- Complejidad constructiva: los patrones verticales y horizontales son más sencillos de fabricar e implementar. En cambio, los helicoidales y serpentines requieren un diseño más elaborado.
- Comportamiento hidráulico: las disposiciones verticales y horizontales permiten un reparto de caudal más equilibrado y con menores pérdidas, mientras que las configuraciones helicoidal y en serpentin, aunque eficientes térmicamente, incrementan las pérdidas de carga.
- Eficiencia y fiabilidad: el patrón helicoidal ofrece la mayor homogeneidad térmica y un buen aprovechamiento energético, pero demanda un control más estricto tanto en la fase de diseño como en la operación.

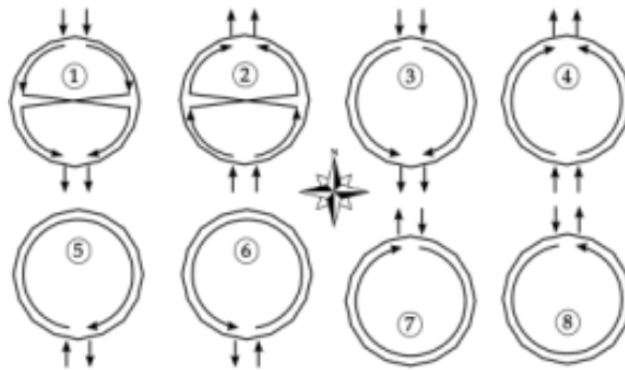


Figura 6.9 Patrones de circulación del fluido en un receptor solar de torre.

En la tabla 6.2 se muestran los principales parámetros del receptor solar diseñado.

Tabla 6.2 Principales parámetros del receptor solar.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR	PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Flujo promedio incidente	kW/m^2	700	Diámetro ext. de tubos	mm	33,4
Potencia nominal absorbida	MWt	17,2	Espesor de tubos	mm	2,77
Potencia máxima incidente	MWt	19,55	Distancia entre tubos	mm	45
Eficiencia nominal	-	0,88	Máxima vel. por tubo	m/s	3,8
Área requerida	m^2	27,92	Anchura del panel	mm	348,4
Altura	m	3,4	Número de paneles	-	24
A/D Ratio	-	1,3	Diámetro inscrito	m	2,65
T^a de entrada / salida	$^{\circ}\text{C}$	295 / 465	Diámetro circunscrito	m	2,66
Caudal de sales fundidas	kg/s	67,07	Área de absorción	m^2	28,43

El flujo promedio incidente y la eficiencia promedio del receptor son parámetros preestablecidos. Por otro lado, la potencia nominal absorbida corresponde al calor que se transfiere por parte de las sales al agua en el GVS.

Por cuestiones estructurales y de diseño, los receptores solares suelen tener una relación Altura/Diámetro (A/D Ratio) algo superior a 1, es decir, son un poco más altos que anchos. El receptor tendrá una altura de 3,4 metros.

Las temperaturas de entrada y salida del fluido han sido calculadas en el capítulo 2, por lo que no se entrará más en detalle.

La selección del tamaño de los tubos responde a una cuestión de estandarización. Es decir, los fabricantes elaboran tubos con diferentes diámetros nominales. Todo lo que sea utilizar un diámetro fuera de los estandarizados supondría una elevación considerable en el coste del receptor. Por ello, se ha escogido un diámetro exterior para los tubos de 33,4 mm. El espesor y la distancia entre los mismos han sido parámetros establecidos de manera predeterminada.

Los tubos del receptor solar estarán contruidos con la aleación Haynes 230, una superaleación a base de níquel especialmente desarrollada para operar en condiciones extremas de temperatura y ambientes altamente oxidantes. Este material mantiene su resistencia mecánica y estabilidad estructural a temperaturas superiores a 800 °C, además de ofrecer una notable resistencia a la oxidación, a la nitruración y a la corrosión provocada por sales fundidas.

La velocidad del fluido en los tubos suele oscilar entre 3,5 y 4 m/s. En este caso se ha optado por seleccionar el límite inferior del rango.

Todo ello, con el objetivo de hallar el número y anchura de los paneles que conformarán el receptor. Por cuestiones estructurales, el número de paneles es recomendable que sea múltiplo de 4. En el caso de estudio sale un receptor compuesto por 24 paneles de una anchura de 348,4 milímetros.

6.5 Campo solar

Consta de un sistema de múltiples heliostatos que concentran la radiación solar hacia el receptor central que se encuentra en lo alto de la torre. Su función principal es captar y transformar la energía solar en energía térmica con el objetivo de producir vapor que impulse una turbina.

Para llevar a cabo el dimensionamiento del campo solar es necesario establecer una serie de datos de entrada. Estos corresponden a valores previamente calculados, tales como la potencia térmica del ciclo solar, el tipo de sales fundidas utilizadas junto con sus temperaturas de entrada y salida en el receptor, el múltiplo solar y la eficiencia del ciclo.

Asimismo, resulta necesario definir el tipo de receptor y sus dimensiones. Entre los parámetros considerados se incluyen la altura, el diámetro, el número de paneles del receptor, así como el diámetro y el espesor de los tubos que lo conforman.

Por otra parte, se han establecido otros aspectos relevantes para el desarrollo del proceso, como la extensión de terreno disponible para la disposición del campo solar y el patrón de distribución de los tubos del receptor. En este caso, se ha optado por el primer modelo representado en la figura 6.9.

El dimensionamiento se ha realizado con SAM, software del NREL que permite modelar y analizar sistemas de energías renovables.

La herramienta posibilita tanto la optimización del sistema a partir de parámetros definidos como la configuración del campo solar en función del receptor. En este trabajo se ha empleado esta última opción para el diseño.

De manera predeterminada, aporta un modelo de heliostato estándar cuyas características se muestran en la tabla 6.3. Éstas permanecerán invariables a lo largo de la simulación.

Tabla 6.3 Características del heliostato.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Ancho del heliostato	m	12,2
Altura del heliostato	m	12,2
Área del heliostato	m ²	144,37
Relación de área reflectante respecto al perfil	-	0,97
Reflectancia del espejo y ensuciamiento	-	0,9

A continuación, se muestran los resultados obtenidos (tabla 6.4) así como la distribución de los heliostatos (figura D.1) tras la simulación de SAM. El software también proporciona la altura óptima a la que se debe situar el receptor solar, dato que en el apartado anterior no había sido tratado.

Tabla 6.4 Características del campo solar.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Superficie total ocupada	m ²	184.082,05
Número de heliostatos	-	313
Área reflectante total de heliostatos	m ²	45.189,3
Distancia mínima del heliostato a la torre	m	70,1
Distancia máxima del heliostato a la torre	m	321,2
Altura de la torre central	m	58,41

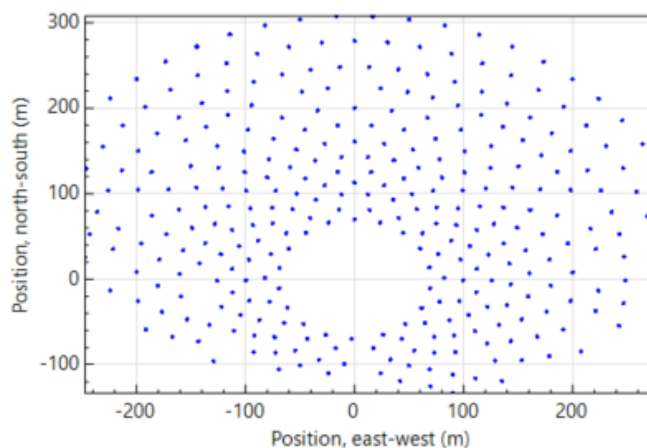


Figura 6.10 Distribución de los heliostatos en el campo solar. Generado por el software SAM.

6.6 Intercambiadores de calor

6.6.1 Aerocondensador

Se tratan de intercambiadores de calor secos que tienen como objetivo condensar el vapor de escape de la turbina mediante el uso de aire ambiente como refrigerante.

Este tipo de sistemas prescinde de circuitos hídricos y utilizan grandes baterías de tubos aleteados sobre los que circula aire forzado por ventiladores mecánicos (figura 6.11). Esta configuración los hace especialmente adecuados donde el recurso hídrico es limitado o costoso, ofreciendo una alternativa de menor impacto ambiental.

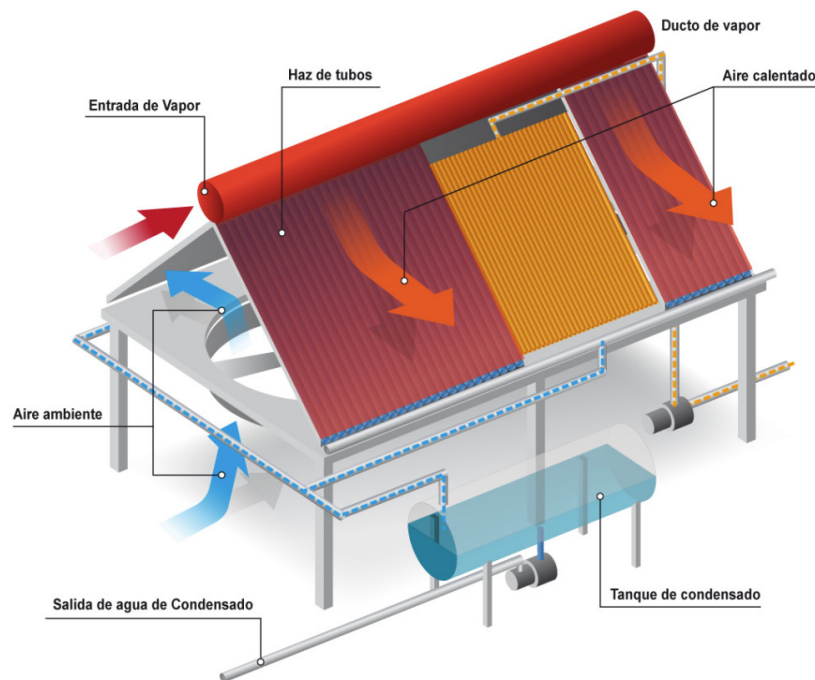


Figura 6.11 Esquema de un aercondensador [48].

La justificación de los cálculos que determinan el dimensionamiento del aercondensador se encuentra en el anexo B.6. A continuación, en la tabla 6.5 se muestran las principales características del equipo.

Tabla 6.5 Características principales del aercondensador.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Coefficiente global de transferencia de calor "U"	$W/m^2 \cdot K$	200
Calor intercambiado	kW	24.910
Área del haz de tubos	m^2	5.276,56
Caudal de aire necesario	m^3/s	1.047
Velocidad del aire	m/s	8
Diámetro de la celda del ventilador	m	2,5
Número de ventiladores	-	7
Pérdida de carga a través de los ventiladores	Pa	150
Consumo del aercondensador	kWe	224,3

6.6.2 Intercambiadores carcasa y tubo

Los intercambiadores de calor de carcasa y tubos son uno de los tipos más utilizados en la industria para transferir calor entre dos fluidos. Están formados por un haz de tubos, a través de los cuales circula un fluido, contenido dentro de una carcasa por la que fluye el otro (figura 6.12).

Esta disposición permite un contacto eficiente entre los fluidos, logrando una transferencia térmica efectiva mientras se mantiene la separación física de ambos. Su diseño modular y robusto facilita el manejo de altas presiones y temperaturas, además de permitir la limpieza y mantenimiento del haz de tubos.

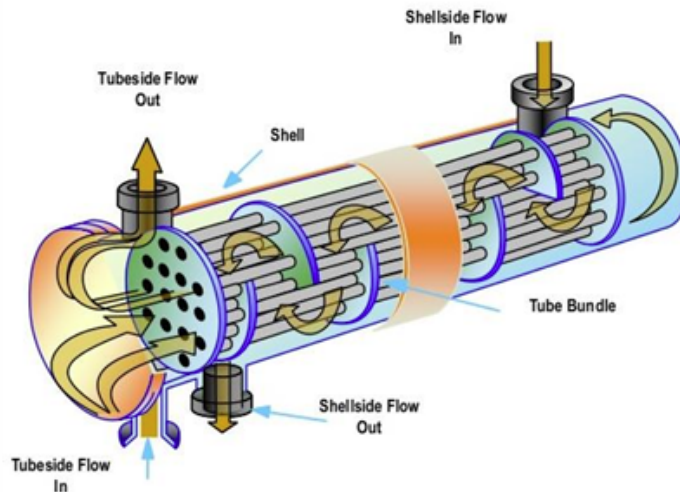


Figura 6.12 Esquema de un intercambiador de calor de carcasa y tubo [49].

Para el dimensionamiento se ha utilizado el software Aspen HYSYS, el cual permite realizar simulaciones precisas de este tipo de equipos considerando factores como propiedades termodinámicas reales de los fluidos, coeficientes globales de transferencia de calor, etc. Optimizando variables como el área de intercambio y la geometría del intercambiador.

Generador de Vapor Solar (GVS)

El Generador de Vapor solar está compuesto a su vez de 3 intercambiadores carcasa y tubo: economizador, evaporador y sobrecalentador, cada uno con una configuración diferente.

Para el prediseño de los intercambiadores se tomarán como referencia las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos, determinadas en el capítulo 5. El agua circula por el interior de los tubos, mientras que las sales fundidas lo hacen por el lado de la carcasa. Esta configuración se justifica porque el agua opera a una presión significativamente mayor que las sales, lo que permite un diseño más económico y eficiente del intercambiador de calor.

A continuación, en las tablas 6.6, 6.7 y 6.8 se muestran las características de cada uno de los componentes del Generador de Vapor Solar.

Tabla 6.6 Características principales del economizador del GVS.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Tipo de intercambiador	-	BEM
Número de carcasas en serie	-	1
Número de carcasas en paralelo	-	1
Área del intercambiador	m^2	28
Coefficiente global de transferencia de calor "U" (limpio / sucio)	$W/m^2 \cdot K$	843 / 797,7
Calor intercambiado	kW	1.321
Número de tubos	-	314
Número de pasos por carcasa	-	6
Longitud de tubos	m	1,9
Diámetro de los tubos	mm	16
Material	-	Acero al carbono

Tabla 6.7 Características principales del evaporizador del GVS.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Tipo de intercambiador	-	BEM
Número de carcasas en serie	-	1
Número de carcasas en paralelo	-	2
Área del intercambiador	m^2	124,6
Coefficiente global de transferencia de calor "U" (limpio / sucio)	$W/m^2 \cdot K$	913.2 / 875.4
Calor intercambiado	kW	12.236
Número de tubos	-	774
Número de pasos por carcasa	-	1
Longitud de tubos	m	1,8
Diámetro de los tubos	mm	16
Material	-	Acero al carbono

Tabla 6.8 Características principales del sobrecalentador del GVS.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Tipo de intercambiador	-	BEM
Número de carcasas en serie	-	1
Número de carcasas en paralelo	-	1
Área del intercambiador	m^2	70,2
Coefficiente global de transferencia de calor "U" (limpio / sucio)	$W/m^2 \cdot K$	811.7 / 641.8
Calor intercambiado	kW	3.641
Número de tubos	-	351
Número de pasos por carcasa	-	2
Longitud de tubos	m	4,2
Diámetro de los tubos	mm	16
Material	-	Acero al carbono

Intercambiadores de calor para Agua a Procesos (AP) y Pre calentamiento de Agua (PRECA)

En primer lugar, será necesario definir la composición de los gases de escape. La misma se encuentra en la tabla 6.9.

Tabla 6.9 Composición molar de los gases de escape.

COMPOSICIÓN	FRACCIÓN MOLAR	MASA MOLAR (g/mol)
Nitrógeno (N_2)	73,77%	28
Oxígeno (O_2)	11,32%	32
Agua (H_2O)	10,16%	18
Dióxido de carbono (CO_2)	4,75%	44

A continuación, se muestran en las tablas 6.10 y 6.11 las principales características del PRECA y los AP1 y AP2, respectivamente.

Tabla 6.10 Características principales del intercambiador carcasa y tubo "PRECA".

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Tipo de intercambiador	-	BEM
Número de carcasas en serie	-	1
Número de carcasas en paralelo	-	4
Área del intercambiador	m ²	3.340,2
Coficiente global de transferencia de calor "U" (limpio / sucio)	W/m ² ·K	101 / 84.6
Calor intercambiado	kW	1.107
Número de tubos	-	1218
Número de pasos por la carcasa	-	6
Longitud de los tubos	m	5
Diámetro de los tubos	mm	16
Material	-	Acero al carbono

Tabla 6.11 Características principales del intercambiador carcasa y tubo "AP1 y AP2".

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Tipo de intercambiador	-	BEM
Número de carcasas en serie	-	1
Número de carcasas en paralelo	-	4
Área del intercambiador	m ²	4.737,4
Coficiente global de transferencia de calor "U" (limpio / sucio)	W/m ² ·K	131.1 / 104.7
Calor intercambiado	kW	6.791
Número de tubos	-	1026
Número de pasos por la carcasa	-	4
Longitud de los tubos	m	8
Diámetro de los tubos	mm	16
Material	-	Acero al carbono

Se observa una diferencia significativa entre los valores del coeficiente global de transferencia de calor "U" en el GVS frente a los intercambiadores AP y PRECA. En estos últimos, el valor de "U" es considerablemente más bajo debido a que el coeficiente de película del lado de los gases de escape es mucho menor que el del lado agua, constituyendo la resistencia térmica dominante del intercambiador.

Este comportamiento limita la eficiencia de la transferencia de calor y, como consecuencia, se requiere mayor superficie de intercambio, lo que se traduce en intercambiadores de mayor tamaño y volumen en comparación con aquellos donde el fluido caliente presenta coeficientes de convección más altos, como en el GVS.

El software también es capaz de generar las hojas TEMA de los intercambiadores, las cuales constituyen fichas técnicas en formato estandarizado que resumen las principales características del equipo, tales como dimensiones, materiales de construcción, condiciones de operación, configuraciones de flujo y parámetros de diseño relevantes. Éstas se encuentran en el anexo B.7

6.6.3 HRSG

Dado que Aspen HYSYS no dispone de herramientas específicas para el dimensionamiento de un HRSG, esta tarea se llevará a cabo mediante la imposición de un valor del coeficiente global de transferencia de calor (U).

A partir de dicho valor, se determinará el área de intercambio térmico de cada una de las secciones del HRSG, aplicando el mismo procedimiento utilizado en el caso del aerocondensador, basado en el método del factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas (F-DTLM), con las temperaturas de entrada y salida obtenidas en el capítulo 5.

En la tabla 6.12 se muestran los coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos de la bibliografía [50].

Tabla 6.12 Coeficientes globales de transferencia "U" utilizados para cada zona del HRSG [50].

ZONA	U ($W/m^2 \cdot K$)
ECONOMIZADOR	100
EVAPORADOR	170
SOBRECALENTADOR	100

En la tabla 6.13 aparecen los datos característicos de cada zona del HRSG.

Tabla 6.13 Valores característicos del HRSG.

ZONA	CALOR INTERCAMBIADO (kW)	U ($W/m^2 \cdot K$)	F	DTLM	ÁREA (m^2)
Economizador	2.427	100	0,81	25,84	1.159,56,6
Evaporador	12.236	170	1	54,36	1.324,07
Sobrecalentador	3.641	100	0.86	67,63	664,65

7 Sistemas auxiliares

En este capítulo se presenta una visión general de los sistemas auxiliares de una central de ciclo combinado con hibridación termosolar, los cuales son fundamentales para asegurar el correcto funcionamiento, la seguridad y la continuidad operativa de la planta. Aunque no participan directamente en la generación de energía, estos sistemas proporcionan el soporte necesario a los equipos principales y contribuyen de manera decisiva a la fiabilidad y eficiencia global de la instalación.

7.1 Planta de tratamiento de aguas

El agua, en este tipo de plantas de potencia, es uno de los principales fluidos de trabajo. Se pueden identificar tres tipos de agua según su calidad y el uso específico dentro de la planta:

- Agua filtrada: utilizada en el sistema contra incendios.
- Agua osmotizada: utilizada en la limpieza de los heliostatos.
- Agua desmineralizada: utilizada para reponer el agua de purgas y del ciclo agua-vapor.

El tamaño de este tipo de planta dependerá de la calidad del agua que llegue a la planta. Un análisis del agua de entrada a la central permitirá diseñar el tratamiento más adecuado. La planta de potencia que es objeto de estudio utiliza agua de red; por lo tanto, los procesos más comunes son los siguientes:

- Pretratamiento: elimina sólidos suspendidos, arena y partículas grandes que puedan causar daños severos a la instalación.
- Ablandamiento: se eliminan la mayor parte de las sales que contiene el agua.
- Ósmosis inversa: para la utilización de agua en el lavado de heliostatos.
- Afino: proceso final de ajuste de la calidad del agua de alimentación a la caldera. En él se eliminan diversas sales que puedan quedar aún. El proceso se realiza con resinas de intercambio iónico.
- Sistema de recuperación de efluentes, permitiendo reducir costos y cumplir con las regulaciones ambientales.

7.2 Planta de tratamiento de efluentes

Se encarga de recibir y depurar las aguas residuales generadas en la planta de potencia, eliminando sólidos, aceites, materia orgánica y otros contaminantes. Su objetivo es garantizar que el agua cumpla con los límites ambientales establecidos por la legislación vigente, antes de ser vertida al medio o reutilizada en los procesos de la planta.

Los vertidos de la planta pueden resumirse en:

- Aguas de purga del ciclo agua-vapor.
- Aguas de rechazo de la ósmosis inversa.
- Aguas con riesgo de haber entrado en contacto con el HTF.
- Aguas sanitarias.

Por otro lado, se suelen llevar a cabo los siguientes procesos [51]:

- Sistemas de control del pH, y verificación de calidades ambientales para su uso.
- Homogeneidad de fluidos mediante agitadores. Sistema de pretratamiento de aguas, para eliminación de partículas suspendidas.
- Separación de aceites y grasas: se produce por un decantador donde, por gravedad, se separan ambas sustancias. El agua acuosa es transportada al tanque de homogeneización y el resto a un tanque auxiliar.
- Sistema de recogida de fangos.

7.3 Estación de gas (ERM)

El gas natural suministrado a la turbina debe tener unas condiciones específicas de presión, temperatura y composición. También, debe conocerse la cantidad de gas natural consumida y su poder calorífico, a efectos del combustible consumido.

De todo ello se encarga la estación de gas, también conocida como ERM (estación de regulación y medida). Una ERM dispone de los siguientes equipos [19]:

- Filtros.
- Válvulas reductoras de presión.
- Compresor para el aumento de presión.
- Sistema de precalentamiento para elevar el punto de rocío.
- Sistema de calentamiento para la inyección de gas a turbina.

- Cromatógrafo.
- Caudalímetro.

A continuación, se hace una breve explicación del funcionamiento de una ERM ilustrado en la figura 7.1 en un diagrama de entradas y salidas.

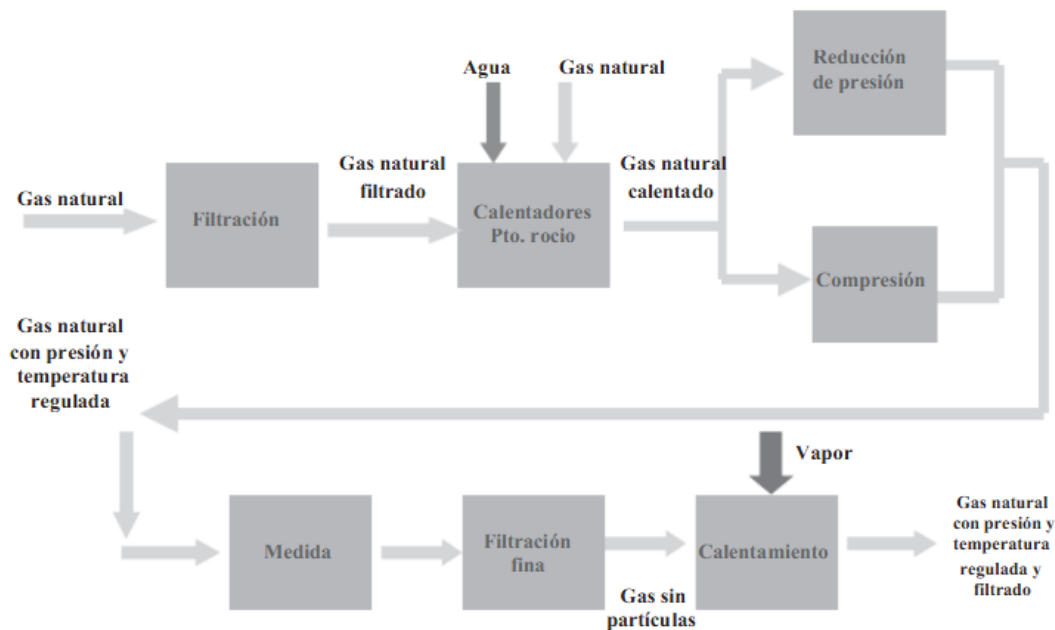


Figura 7.1 Funcionamiento de la ERM [19].

- Filtración: los filtros retienen las impurezas sólidas que el gas pueda arrastrar.
- Calentadores de punto de rocío: Su función principal es evitar la congelación del agua que pudiera estar presente en el gas. Durante el proceso de expansión, el gas experimenta una disminución de temperatura y, si esta descendiera por debajo del punto de rocío, el agua contenida podría congelarse. Este fenómeno representaría un riesgo significativo para la integridad de la instalación.
- Expansión / compresión del gas: si el gas tiene más presión de la que es necesaria para entrar a la turbina, atravesará unas válvulas reductoras para ajustar dicho parámetro a las condiciones óptimas. Por el contrario, si la presión es inferior será necesario comprimirlo. Estos 2 sistemas actúan en paralelo en la ERM, actuando uno u otro en función de la presión del gas entrante.
- Medida: para la facturación del gas consumido, la empresa suministradora requiere la instalación de caudalímetros. Dado que el gas no se factura en función de su volumen o peso, sino en términos de energía, resulta igualmente necesario determinar su poder calorífico. Para ello se emplean cromatógrafos, que proporcionan información sobre la composición del gas y su poder calorífico. Tanto los caudalímetros como los cromatógrafos suelen disponerse de redundancia, ya que el elevado consumo de gas asociado a una planta de generación de estas características lo justifica.

- Filtrado fino: se realiza un filtrado más exhaustivo antes de inyectar el gas a la turbina.
- Calentamiento: antes de la entrada del gas en la turbina, y una vez alcanzada la presión adecuada, este se somete a un proceso de calentamiento. De este modo se garantiza que la combustión se lleve a cabo en condiciones óptimas.

7.4 Sistemas de refrigeración de equipos

Existen en la planta una serie de equipos que deben ser refrigerados mediante un circuito especial. Estos equipos no pueden operar con un agua de refrigeración que contenga altas concentraciones de sales disueltas ya que esto provocaría problemas asociados a la conductividad eléctrica, la corrosión y la formación de depósitos, etc. A continuación se muestran algunos equipos que cumplen dicha característica:

- Bombas de sales fundidas.
- Bombas de agua de alimentación.
- Bombas de condensado.
- Aceite de lubricación de las turbinas.
- Generadores eléctricos.

El calor de este sistema es cedido a un circuito cerrado de agua, refrigerada en los aerofriadores [52].

7.5 Sistemas de aire comprimido

Este tipo de sistema es común en todo tipo de instalaciones industriales, suele operar en un rango de presiones comprendido entre 6 y 8 bar. Estos son utilizados para distintas finalidades [52]:

- Aire de servicios: utilizado para servicios generales (pequeñas bombas neumáticas, arrancadores de motor de compresoras de gas, etc). Es comprimido y almacenado sin necesidad de ser secado.
- Aire de instrumentos: usado en válvulas de control y válvulas todo-nada, así como en pequeños motores neumáticos. En este caso el aire atmosférico es comprimido, almacenado en un tanque de volumen, filtrado y secado para utilizarlo en instrumentos.

Los elementos básicos que componen la red de aire comprimido son:

- Compresor.
- Enfriadores.

- Prefiltros y post-filtros.
- Secadoras de aire.
- Sensores de punto de rocío, para determinar el grado de humedad del aire.
- Tanques y red de tuberías.

7.6 Sistema contraincendios

Son esenciales para garantizar la seguridad del personal, la protección de los equipos y la continuidad operativa de la planta. Debido a la presencia de combustibles, equipos eléctricos de alta tensión, entre otros, el riesgo de incendio es significativo.

Al tratarse de elementos de seguridad, estos sistemas están conectados a equipos externos y a la red de la planta de forma conjunta, para asegurar su operatividad en todo momento [52].

Los equipos que forman el sistema son los siguientes:

- Camión autobomba que bombea el agua a la zona necesitada.
- Tanques de almacenamiento de agua.
- Bombas de abastecimiento y bombas de abastecimiento de seguridad.
- Sistema Jockey para mantener la presión en el circuito contra incendios.
- Hidrantes, lanzas de agua, lanzas de espumógeno y nebulizadores.
- Bombas de incendio equipadas (BIE) que están conectadas a la red de abastecimiento del agua.
- Detectores que perciben cualquier indicio de incendio. Destacan los de humo, ópticos de llamas, de velocidad y aceleración del aire.
- Central de control que se encarga de recibir la información de los distintos detectores y emitir la alarma correspondiente.

7.7 Sistema HTF

Tiene como función principal transportar la energía térmica captada en el receptor solar hasta el intercambiador de calor, donde se utiliza para la generación de vapor. Este sistema garantiza la circulación continua y segura del fluido térmico, manteniendo su temperatura dentro del rango operativo y evitando su solidificación en cualquier fase de funcionamiento.

Los principales componentes son [53]:

- Tanque de depósito de sales fundidas: aunque la planta no dispone de un sistema de almacenamiento térmico, cuenta con un tanque que actúa como depósito de servicio. Su función es contener el volumen total de sales fundidas necesario para el llenado, vaciado y mantenimiento del sistema, además de servir como punto de reposo del fluido durante paradas o arranques.

Además, tiene la función de absorber las variaciones de volumen del fluido producidas por los cambios de temperatura durante la operación de la planta, manteniendo así la presión dentro de límites seguros y evitando esfuerzos en tuberías y equipos.

- Sistema de trazo eléctrico: es un conjunto de resistencias eléctricas instaladas a lo largo de las tuberías, válvulas y equipos que transportan el HTF, con el objetivo de mantener la temperatura del fluido por encima de su punto de solidificación cuando no hay suficiente irradiación solar. Su diseño debe garantizar una distribución uniforme del calor, evitando puntos fríos y minimizando el consumo eléctrico.
- Bombas de sales fundidas: las bombas son un elemento esencial del sistema HTF, encargadas de garantizar la circulación continua del fluido térmico entre los diferentes componentes de la planta. Habitualmente se emplean bombas verticales sumergidas, diseñadas para operar en condiciones de alta temperatura y con fluidos corrosivos como las sales fundidas. Estas bombas se instalan con el cuerpo hidráulico sumergido en el tanque de sales, mientras que el motor y los elementos de transmisión permanecen en la parte superior, fuera de la zona caliente. Esta configuración reduce las pérdidas térmicas, facilita el mantenimiento y evita que el motor quede expuesto a temperaturas elevadas. Además, su diseño robusto y su sellado adecuado garantizan una operación segura y confiable durante las distintas fases de funcionamiento del sistema (véase anexo B.5).
- Aislamiento térmico: todo el sistema de tuberías, válvulas y equipos que contienen HTF se recubre con aislamiento térmico multicapa, cuya finalidad es reducir las pérdidas de calor al ambiente y proteger el trazo eléctrico. Este aislamiento está compuesto habitualmente por lana mineral, silicato de calcio o fibra cerámica, recubiertos exteriormente por una envoltura metálica (aluminio o acero inoxidable) que proporciona resistencia mecánica y protección frente a la intemperie.
- Sistema de inertización con nitrógeno: es imprescindible mantener condiciones químicas estables para evitar reacciones indeseadas.

Las sales fundidas operan a altas temperaturas, por lo que son susceptibles a la oxidación o a la formación de compuestos corrosivos si entran en contacto con el oxígeno o la humedad del aire. En presencia de oxígeno, las sales pueden descomponerse parcialmente en nitritos y óxidos, alterando sus propiedades térmicas. Además, las sales nitrato son higroscópicas, por lo que el aire húmedo puede generar ácido nítrico, altamente corrosivo para los equipos.

Para prevenir estos riesgos, se implementa un sistema de inertización con nitrógeno, que crea una atmósfera inerte en las zonas donde reside el fluido térmico. El nitrógeno gaseoso desplaza el aire y evita la presencia de oxígeno y vapor de agua, aplicándose tanto en operaciones de mantenimiento, llenado o vaciado, como de forma continua en áreas críticas. Sensores

de oxígeno residual permiten verificar la eficacia del proceso y asegurar la estabilidad y durabilidad del sistema.

7.8 Sistema de instrumentación y control

Es esencial para garantizar la operación segura, eficiente y coordinada de la planta. Estos sistemas permiten supervisar y automatizar tanto la generación convencional como la solar, asegurando la integración de la producción de energía, la protección de equipos críticos y la optimización de los recursos.

La arquitectura de control se divide en:

- **Protocolo:** define el lenguaje de comunicación entre los distintos subsistemas (ciclo combinado y termosolar). Permite que sensores, actuadores y sistemas de supervisión intercambien información de manera eficiente.
- **Soporte:** se refiere a la infraestructura física de comunicación, como cables de cobre para distancias cortas dentro del campo y fibra óptica para transmitir datos entre la planta convencional y el centro de control, garantizando fiabilidad y mínima interferencia.

Por otro lado, se encuentran los sistemas de control principales:

- **SCADA:** supervisa en tiempo real ambos sistemas, mostrando información de generación, consumo de agua, temperaturas, presiones y alertas. Permite tomar decisiones rápidas y seguras.
- **DCS (Distributed Control System):** integra el control de calderas, turbinas de gas y vapor, intercambiadores y la central termosolar en una sola plataforma, incluyendo gestión de alarmas y registro de datos históricos.
- **PLC (Programmable Logic Controller):** controla equipos específicos y sistemas auxiliares de ambos ciclos (turbinas, bombas, válvulas, heliostatos), ejecutando acciones automáticas según las señales recibidas.

Entre los protocolos de comunicación se encuentran, entre otros:

- **Modbus:** se usa principalmente para la comunicación entre los instrumentos del campo (turbinas, calderas, torres solares) y el DCS, garantizando interoperabilidad y fácil integración.
- **Hart:** se emplea entre instrumentos y transmisores, permitiendo señales analógicas y comunicación bidireccional con diagnóstico y configuración de equipos.

Por último, el soporte físico utilizado para llevar a cabo todas las conexiones:

- **Cobre:** ideal para distancias cortas dentro de la central (instrumentos, actuadores, helicostatos individuales), por su bajo costo y buena conductividad.
- **Fibra óptica:** utilizada para transmitir datos entre el campo solar y el centro de control, así como entre los sistemas del ciclo combinado, gracias a su alta capacidad de transmisión, inmunidad a interferencias y seguridad frente a fallas eléctricas.
- **Ethernet:** dentro del centro de control, facilita la conexión de servidores, estaciones SCADA y DCS, combinando confiabilidad y facilidad de mantenimiento.

8 Diseño eléctrico

En este capítulo se llevará a cabo el diseño eléctrico de la planta de potencia. Se describirán los elementos principales que lo componen, la subestación eléctrica a la que se va a conectar la planta y la justificación de la estructura seleccionada en función de los equipos a los que tiene que abastecer. Finalmente, el capítulo concluirá con la presentación del esquema unifilar de la planta, donde se recogerá de manera gráfica la configuración eléctrica propuesta.

8.1 Estructura del sistema eléctrico

En primer lugar, el sistema eléctrico de una central de potencia engloba los siguientes elementos principales, los cuales se irán desarrollando en profundidad a lo largo del capítulo:

- Generador eléctrico.
- Transformadores.
- Subestación.
- Línea de evacuación de potencia.
- Niveles de tensión.

8.2 Generador Eléctrico

Se trata de uno de los equipos principales en las plantas de generación de potencia, encargado de mantener un suministro eléctrico estable, incluso en condiciones de carga exigentes.

Su principio de funcionamiento se basa en la inducción electromagnética, descubierta por Faraday. En un generador, el rotor (parte móvil) crea el campo magnético y el estátor (parte fija) contiene las bobinas de cobre donde se induce la corriente (figura 8.1).

Para lograr ese campo magnético, existen dos métodos: en generadores pequeños se emplean imanes permanentes, mientras que en los de mayor tamaño se utilizan electroimanes alimentados con una corriente continua de excitación, suministrada por un sistema llamado excicatriz. Este esquema de excitación controlada hace posible generar electricidad a gran escala de manera estable y segura [54].

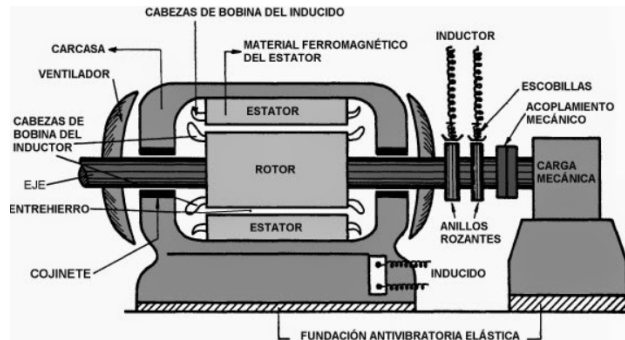


Figura 8.1 Ilustración de un generador eléctrico síncrono [55].

Durante su operación, los generadores presentan pérdidas que reducen ligeramente su rendimiento. Las más importantes son:

- Pérdidas eléctricas por efecto Joule, que transforman parte de la energía en calor debido a la resistencia de los conductores.
- Pérdidas magnéticas por histéresis y corrientes parásitas en el núcleo de hierro.
- Pérdidas mecánicas por fricción y rozamiento con el fluido refrigerante.

Para minimizar estos efectos se emplean conductores de alta pureza, chapas magnéticas con aislamiento, sistemas de lubricación eficientes y métodos de refrigeración por aire (tanto circuito abierto como cerrado), o por un gas como el hidrógeno. Todo da lugar a una máquina que se caracteriza por su alta robustez y eficiencia con rendimientos superiores al 95%.

Los principales parámetros a la hora de seleccionar un generador eléctrico son los siguientes:

- Parámetros eléctricos
 - Factor de potencia: normalmente 0,8 - 0,85 inductivo.
 - Potencia aparente máxima.
 - Tensión nominal: nivel de salida del generador.
 - Frecuencia de la red (Hz): 50 Hz en Europa.
- Parámetros mecánicos
 - Velocidad de giro (rpm): determinada por la turbina y el número de polos del generador.
 - Potencia mecánica disponible en el eje (MW).
- Parámetros térmicos y constructivos.
 - Sistema de refrigeración.
 - Rendimiento.

Cada turbina de generación de potencia tendrá acoplado un generador eléctrico cuyas características se muestran en las tablas 8.1 y 8.2

Tabla 8.1 Características del generador eléctrico de la turbina de gas.

CARACTERÍSTICAS DEL GENERADOR ELÉCTRICO DE LA TURBINA DE GAS		
PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Potencia en el eje	MW	23,1
Factor de potencia	-	0,85
Potencia Aparente	MVA	27,18
Tensión	kV	11
Frecuencia	Hz	50
Velocidad de sincronismo	rpm	3.000
Rendimiento	%	98
Sistema de refrigeración	-	Aire forzado

Tabla 8.2 Características del generador eléctrico de la turbina de vapor.

CARACTERÍSTICAS DEL GENERADOR ELÉCTRICO DE LA TURBINA DE VAPOR		
PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Potencia en el eje	MWe	11,42
Factor de potencia	-	0,85
Potencia Aparente	MVA	14
Tensión	kV	11
Frecuencia	Hz	50
Velocidad de sincronismo	rpm	3.000
Rendimiento	%	98
Sistema de refrigeración	-	Aire forzado

8.3 Transformadores

Los transformadores tienen la función de adaptar la energía eléctrica generada por las turbinas al nivel de tensión requerido en cada etapa del sistema eléctrico. En el caso de estudio se han instalado 3 transformadores principales trifásicos, uno para cada turbina, 3 de servicios auxiliares y 7 transformadores de distribución.

Debido al reducido tamaño de la planta de potencia los transformadores utilizan un sistema de refrigeración mediante aceite mineral con circulación natural (ONAN), asegurando un funcionamiento seguro sin necesidad de equipos adicionales de refrigeración forzada [54] [56].

El transformador principal se encarga de elevar la tensión generada por la turbina de 11 kV hasta 220 kV, que corresponde a la tensión de evacuación hacia la red de transporte.

Por otro lado, los transformadores de servicios auxiliares son reductores: su función es disminuir la tensión de 11 kV a 6 kV, para garantizar una correcta distribución por toda la planta y alimentar a algunos equipos de la planta.

Los transformadores de distribución son reductores: su función es disminuir la tensión de 6 kV a 400 V, para alimentar los servicios auxiliares y equipos eléctricos de la propia planta.

8.4 Sub-estación y línea de evacuación

La tensión de evacuación a la que trabaja la planta de potencia está limitada por la capacidad de las redes de transporte que tenga la subestación eléctrica de conexión. En el caso de estudio, por cuestiones de cercanía, se ha decidido acoplarse a la subestación eléctrica de Villanueva del Rey la cual, a día de hoy, tiene un red de transporte de 220 kV (figura 8.2).

La subestación constituye el punto de interconexión entre la central de potencia y la red de transporte. Su función principal es permitir el acoplamiento entre dos zonas eléctricas de diferente nivel de tensión. En el presente caso, actúa como enlace entre la generación a 11 kV de la planta y la red de evacuación a 220 kV.

En la planta de potencia se ha establecido 1 subestación, desde la que se elevará la tensión y se distribuirá a la línea de evacuación y también se generará tensión a 400 V para el consumo de las cargas.

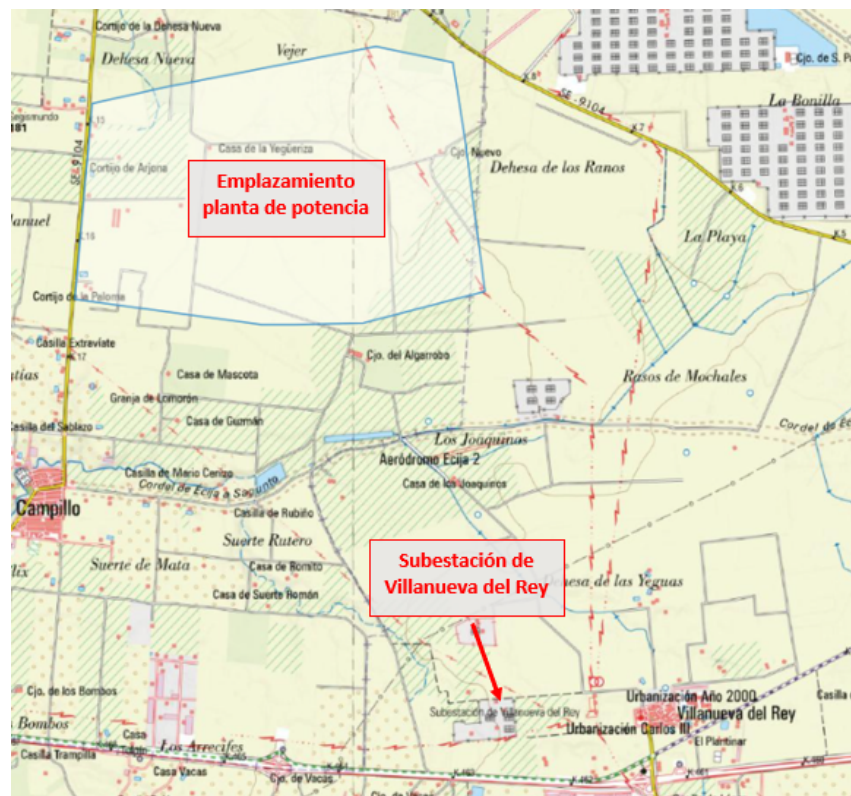


Figura 8.2 Localización de la subestación eléctrica de conexión respecto a la planta de potencia.

8.5 Niveles de tensión

El sistema eléctrico de la planta se organiza en distintos niveles de tensión, seleccionados en función de las necesidades de consumo de los equipos que integran la instalación. Esta división permite garantizar que cada equipo opere bajo las condiciones más adecuadas, asegurando tanto su rendimiento óptimo como la fiabilidad global del sistema.

En las plantas de generación de potencia es habitual la existencia de tres niveles de tensión: alta, media y baja.

8.5.1 Alta tensión

Correspondiente a la tensión de evacuación de la red, en este caso 220 kV, impuesta por la subestación eléctrica a la que está conectada la planta.

8.5.2 Media tensión

Establecido en 11 kV, es la tensión a la que produce energía eléctrica los generadores eléctricos. Desde este nivel se alimentan los transformadores principales que se encargan de elevar la tensión para la conexión de la red (a 220 kV).

Por otro lado, se reduce la tensión a 6 kV. Aunque no se tengan consumidores que requieran dichos niveles de tensión, esta tensión es necesaria para una óptima distribución dentro de la planta.

De hecho, el campo solar es una carga que, aunque no tenga un elevado consumo, se encuentra distribuida por un gran espacio, siendo óptimo este nivel de tensión [52].

8.5.3 Baja tensión

Correspondiente a 400 V, debido a las características de la planta, son los encargados de abastecer a los equipos que tienen un consumo de hasta 200 kW. Aquí se pueden diferenciar entre 2 grupos:

- Cargas de generación: bombas, ventiladores, etc.
- Cargas no relacionadas con la generación: alumbrado, tomas de corriente, equipos de mantenimiento, climatización, etc.

8.5.4 Sistema de emergencia

Se ha incorporado un sistema de emergencia que opera en corriente continua (125 V.c.c con baterías (SAI) + inversor) junto a un sistema de generación auxiliar, en este caso un generador diésel, cuyo objetivo principal es garantizar el suministro eléctrico a los distintos servicios auxiliares esenciales, también denominados servicios misceláneos [19]:

- Control y mando de elementos, órganos de conexión de potencia, el sistema de protecciones eléctricas, alumbrado de seguridad, etc.
- Sistema completo de convertidores de medida y el equipo de teletransmisión.
- Equipos y motores de emergencia del proceso que no puedan quedar sin tensión más de 10 segundos, como sistema de control de turbina/generador y bombas de proceso que lo requieran.
- Resistencias eléctricas del tanque y traceado eléctrico de las tuberías de sales fundidas, para evitar la solidificación del fluido transcurridos unos días en caso de cero eléctrico.

8.6 Cálculo de cargas

En este apartado se realizará una estimación del consumo de las cargas principales de la planta. El método empleado para el cálculo de las mismas se muestra en el anexo C.

Para el consumo de bombas y aerocondensador se empleará el método referenciado en el anexo anterior. Mientras, que para el resto de consumidores, expuestos en apartados anteriores de este capítulo, se tomarán valores de referencia encontrados en bibliografía. En la tabla 8.3 se muestra la potencia eléctrica y aparente de los consumidores considerados en la planta [52].

Tabla 8.3 Consumo de los principales consumidores de la planta de potencia.

EQUIPO	POTENCIA ELÉCTRICA (kWe)	POTENCIA APARENTE (kVA)
Bomba de alta presión	55,34	69,17
Bomba de baja presión	12,34	15,43
Bomba de sales fundidas	37,99	47,49
Aerocondensador	224,3	280,38
Planta de tratamiento de aguas	166,67	208,33
Planta de tratamiento de efluentes	127,78	159,72
Sistemas de aire comprimido	77,78	97,22
Sistemas contra incendios	100	125
Edificios de administración	133,33	166,67
Edificio taller	88,89	111,11
Edificio eléctrico	177,78	222,22
Edificio turbina de vapor	88,89	111,11
Edificio turbina de gas 1 y 2	200	250
Esenciales turbina de vapor AC	88,89	111,11
Esenciales turbina de vapor DC	77,78	97,22
Esenciales turbina de gas AC	100	125
Esenciales turbina de gas DC	88,89	111,11
Esenciales misceláneos AC	211,11	263,89
Esenciales misceláneos DC	194,44	243,06
Campo solar	222,22	277,78
Sistemas HTF	150	187,5
ERM	144,44	180,56

El consumo total correspondiente a las cargas principales y auxiliares representa aproximadamente un 4,7% de la potencia eléctrica generada por la planta, valor que se encuentra próximo al 5%, cifra considerada representativa en instalaciones de potencia con características similares.

Para concluir el presente capítulo, en la sección Planos se incluye el plano “Esquema unifilar”, donde se muestra de forma gráfica la configuración del sistema eléctrico de la planta y su modo de operación.

Asimismo, y en relación con los capítulos 6 y 7, en la misma sección se presentan los planos “Implantación de la planta de potencia” e “Implantación de la isla de potencia”, en los cuales se detallan la ubicación y disposición de los equipos y sistemas descritos a lo largo de dichos capítulos.

9 Estudio de viabilidad económica

En este capítulo se desarrollará el análisis económico y financiero de la planta de potencia. Para ello, se llevará a cabo una estimación detallada de los costes asociados a los equipos e infraestructuras necesarios para su implementación. Asimismo, se realizará un estudio de rentabilidad que, mediante el empleo de indicadores y parámetros financieros, permitirá evaluar la viabilidad del proyecto y su potencial de retorno económico.

9.1 Coste de inversión (CAPEX) y coste de operación (OPEX)

En primer lugar, se realizará el cálculo del CAPEX (Capital Expenditures), que corresponde a la inversión destinada a la adquisición y construcción de la planta.

Cuatro partidas forman el CAPEX, las cuales se estimarán según el orden mencionado:

- Coste de adquisición de equipos.
- Coste del terreno.
- Costes de desarrollo de ingeniería.
- Costes de gestión.

La estimación de cada partida se detalla en el anexo D.1, mientras que la tabla 9.1 presenta los valores correspondientes. El CAPEX total alcanza los 99.512.167,97 €.

Tabla 9.1 Partidas que conforman el CAPEX.

CONCEPTO	PORCENTAJE APLICADO	COSTE
Coste de equipos	-	96.147.022,19 €
Coste del terreno	1,5 %	1.442.205,33 €
Costes de desarrollo de ingeniería	1 %	961.470,22 €
Costes de gestión	1 %	961.470,22 €
TOTAL CAPEX		99.512.167,97 €

A continuación, se procede al cálculo del OPEX (Operating Expenditures), el cual comprende todos los gastos anuales asociados al funcionamiento continuo de la planta de potencia.

En la tabla 9.2 se presentan de manera detallada todas las partidas que integran este parámetro, mientras que en el anexo D.2 se expone la justificación correspondiente junto con el desarrollo de los cálculos realizados.

Tabla 9.2 Partidas que conforman el OPEX.

CONCEPTO	PORCENTAJE APLICADO	COSTE
Operación y mantenimiento	1,5% (Del coste de equipos)	1.442.205,33 €
Salarios	-	525.000 €
Seguro de la planta	-	150.000 €
Gas natural	-	27.477.401,4 €
Agua	-	11.471.,82 €
TOTAL OPEX		29.606.078,55 €

9.2 Ingresos

El siguiente parámetro a calcular corresponde a los ingresos de la planta, los cuales provienen fundamentalmente de la venta de la energía eléctrica generada. Dichos ingresos dependen tanto de la producción neta de electricidad como del precio de venta de la misma en el mercado eléctrico.

El precio de venta es establecido por el OMIE (Operador del Mercado Ibérico de la Energía) con un valor de 99,2 €/MWh. Por otro lado, en términos anuales, la planta genera 77.071,32 MWh en el "Modo solar" y 256.993,45 MWh en el "Modo Noche", ambos parámetros ya aplicados una vez que se considera el autoconsumo de la planta.

Los ingresos generados por la venta de energía eléctrica tienen un valor de 33.139.225,43 €/año. En el anexo D.3, se muestra el procedimiento que justifica este valor.

9.3 Financiación

Una vez estimados los costes e ingresos de la planta de potencia, se procede a realizar el estudio de la financiación del proyecto.

El sistema francés será el método elegido para la elaboración del análisis financiero. Este se utiliza cuando se desea pagar una cuota fija periódica durante toda la vida del préstamo, ya que permite planificar los pagos de manera constante, aunque la proporción de intereses y capital cambie cada período.

Para el empleo de este método, es necesario definir una serie de parámetros previos, los cuales se muestran en la tabla 9.3. Además, se muestra la actualización de las diferentes partidas del OPEX de acuerdo con el IPC (Índice de Precios al Consumo).

Por otro lado, la planta tendrá una vida útil de 30 años y se asume que un 40% del costo del CAPEX será asumido con fondos propios. El resto se financia con ayuda externa en un período de 25 años.

Por lo tanto, se hará frente a una financiación externa de un valor de 59.707.300,78 € a la que le corresponde una cuota total de 4.670.706,19 €.

De forma independiente a la devolución del préstamo, es necesario registrar la depreciación de los activos de la planta a efectos contables. Esta amortización contable es un gasto no monetario (no representa una salida de caja) que refleja la pérdida de valor del activo y se utiliza para determinar la base imponible del Impuesto de Sociedades (IS), el cual se ha fijado en un 25 % para este estudio.

- Valor residual: se estima que al final de la vida útil de 30 años, la planta tendrá un valor de venta de equipos (valor residual) equivalente al 2,5 % del CAPEX inicial. Esta cuantía se registrará como un ingreso extraordinario en el flujo de caja del último año.
- Amortización contable anual: se aplicará una amortización lineal. La base amortizable será el coste total del CAPEX menos el valor residual. Esta cantidad se dividirá entre los 30 años de vida útil para obtener la cuota de amortización contable anual.

Adicionalmente, para la elaboración del modelo financiero, se ha tenido en cuenta la actualización de las diferentes partidas del OPEX de acuerdo con la inflación, tomando como referencia el IPC. Los parámetros de partida se detallan en la tabla 9.3.

Tabla 9.3 Términos de amortización y costes periódicos (Sistema francés).

Tiempo de amortización (años)	25
Tasa de descuento "k" (interés inicial)	6 %
Incremento IPC para gas	2 %
Incremento IPC para electricidad	2 %
Incremento IPC para agua	1,5 %
Incremento IPC para salarios	2 %
Incremento IPC para seguros	1,5 %
Incremento IPC para O&M	2 %

Una vez desarrollados los flujos de caja correspondientes a cada año, se muestran en la tabla 9.4 algunos parámetros esenciales que determinan la viabilidad financiera y la competitividad de un proyecto. Estos son el VAN (Valor Actual Neto), la TIR (Tasa Interna de Retorno) y el LCOE (Levelized Cost of Energy).

Tabla 9.4 VAN, TIR y LCOE del proyecto.

VAN	- 6.617.697,93 €
TIR	4,51 %
LCOE	106,57 €/MWh

La inversión realizada no se recupera con las condiciones establecidas, ya que el VAN es menor que cero y, en consecuencia, la TIR resulta inferior a la tasa de descuento 'k'. En la figura 9.1 se muestran los flujos de caja pertenecientes al caso de estudio.

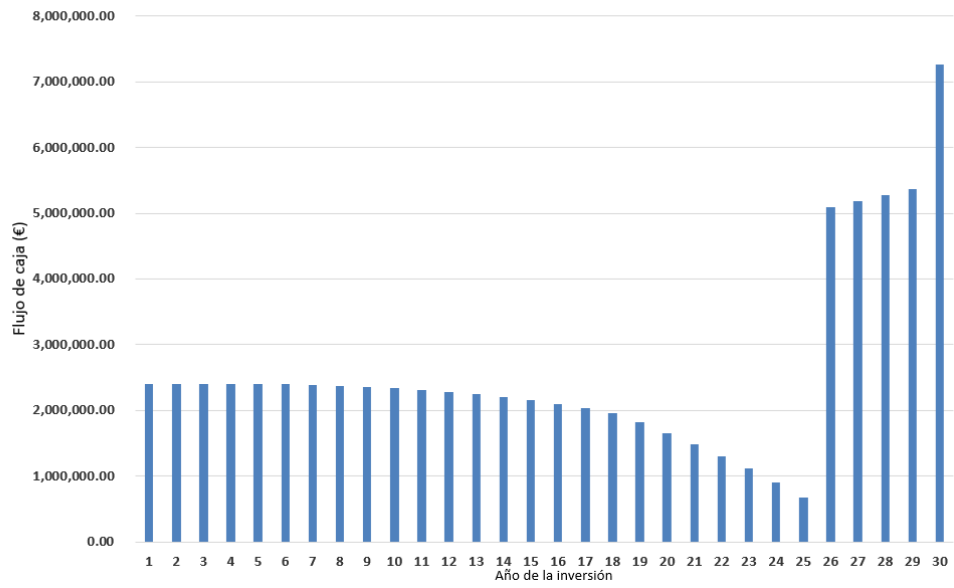


Figura 9.1 Flujos de caja de la inversión. (Flujo desembolso inicial no incluido).

Al comparar el LCOE obtenido con el de las distintas tecnologías de generación (figura 9.2), se aprecia que este tiene un valor inferior a las centrales termosolares.

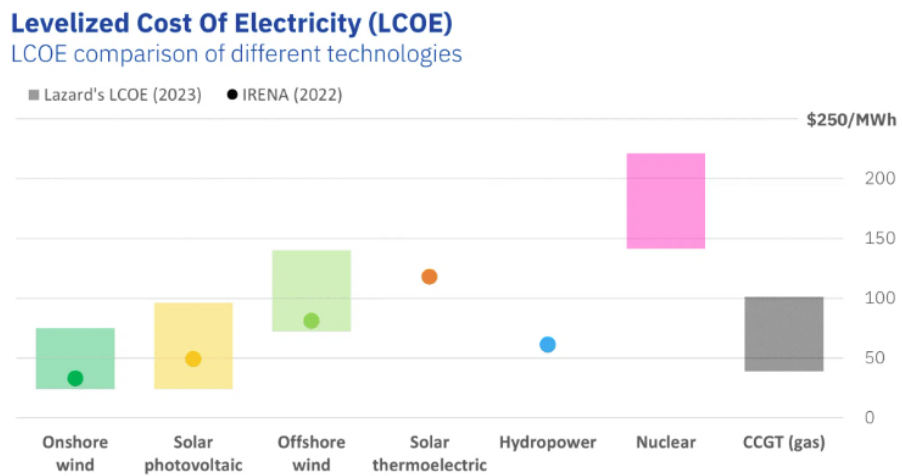


Figura 9.2 Comparación del LCOE de diferentes tecnologías [57].

9.3.1 Análisis de sensibilidad

Dada la inviabilidad económica del proyecto, demostrada en el apartado anterior, en esta sección se realizará un análisis de sensibilidad. Este consistirá en evaluar el impacto de los parámetros más influyentes de forma individual, manteniendo el resto constantes, para determinar las condiciones bajo las cuales el proyecto alcanzará la rentabilidad.

Precio del gas

De acuerdo con el desglose de costes operativos presentado en la tabla 9.2, el gas natural representa la principal partida del OPEX. Este se sitúa, por tanto, como uno de los costes más determinantes para la viabilidad de la planta de potencia a lo largo de su vida útil.

La figura 9.3 muestra que el precio del gas natural que permite igualar la TIR a la tasa de descuento "k" es de 32,98 €/MWh. Mientras que la figura 9.4 muestra los flujos de caja correspondientes a este caso.

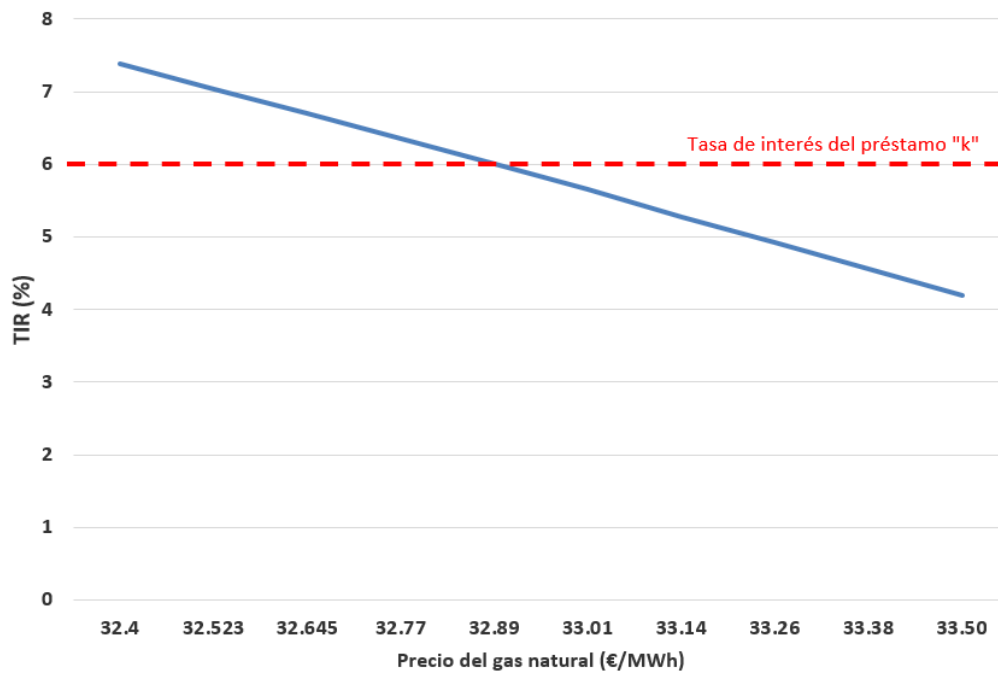


Figura 9.3 Análisis de sensibilidad del precio del gas natural.

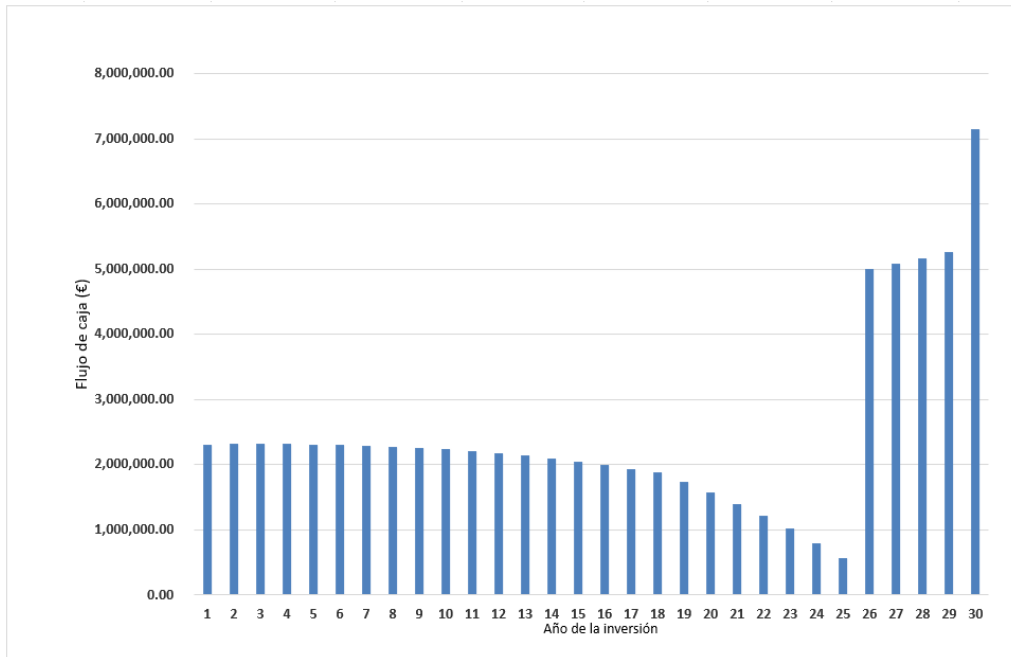


Figura 9.4 Flujos de caja de la inversión con un precio del gas natural a 32,98 €/MWh. (Flujo desembolso inicial no incluido).

Precio de venta de la energía eléctrica

Como se mencionó en el apartado anterior, la principal actividad por la que la planta generará ingresos será por la venta de energía eléctrica. En la figura 9.5 se aprecia que el precio de venta de energía eléctrica necesario para que la TIR iguale a la tasa de descuento "k" es de 100,46 €/MWh. Asimismo, en la figura 9.6 se muestran los flujos de caja correspondientes a este caso.

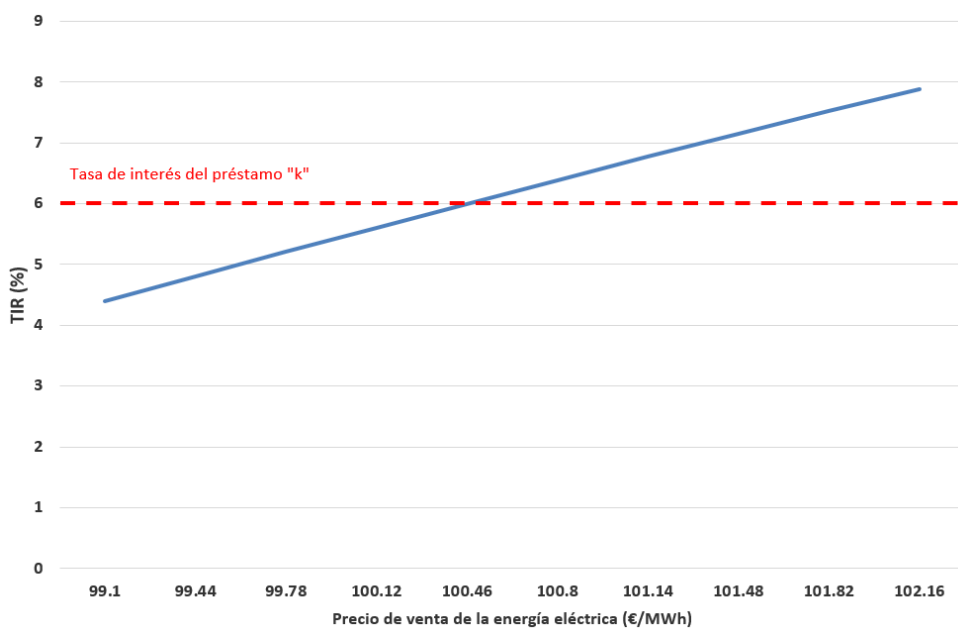


Figura 9.5 Análisis de sensibilidad del precio de venta de la energía eléctrica.

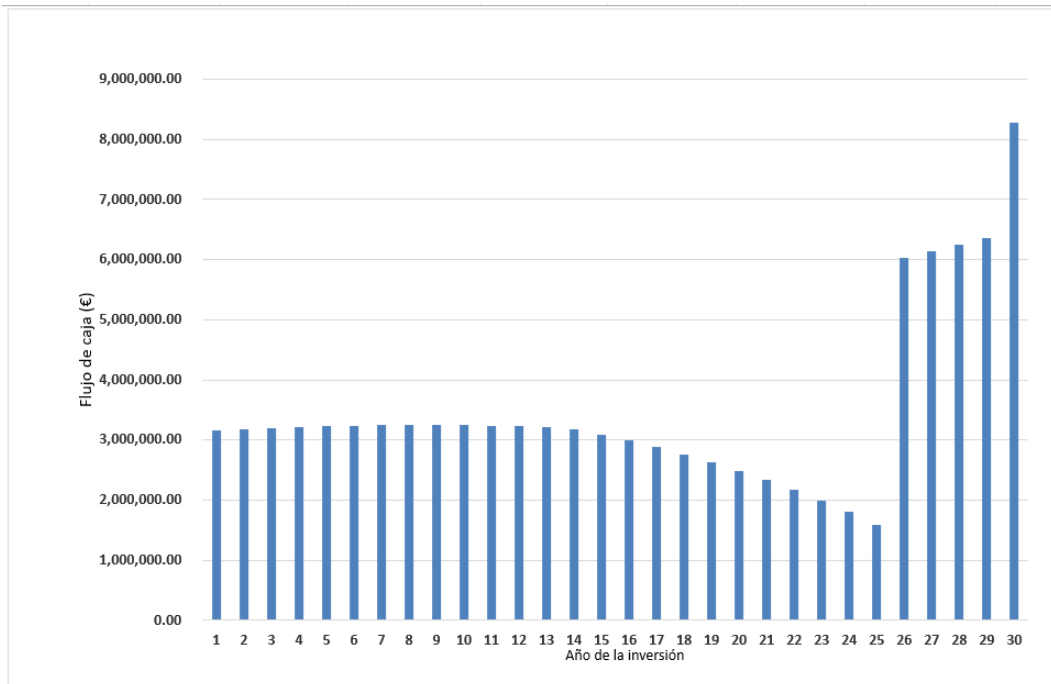


Figura 9.6 Flujos de caja de la inversión con un precio de venta de la energía eléctrica de 103,7 €/MWh. (Flujo desembolso inicial no incluido).

Subvención estatal

La subvención estatal consistirá en un porcentaje aplicado sobre el CAPEX de la inversión. La figura 9.7 muestra la evolución de la TIR de la inversión frente a dicho porcentaje de subvención. El porcentaje necesario para que la TIR iguale la tasa de interés del préstamo es del 16% sobre el CAPEX. Por otro lado, en la figura 9.8 se muestran los flujos de caja de este caso.

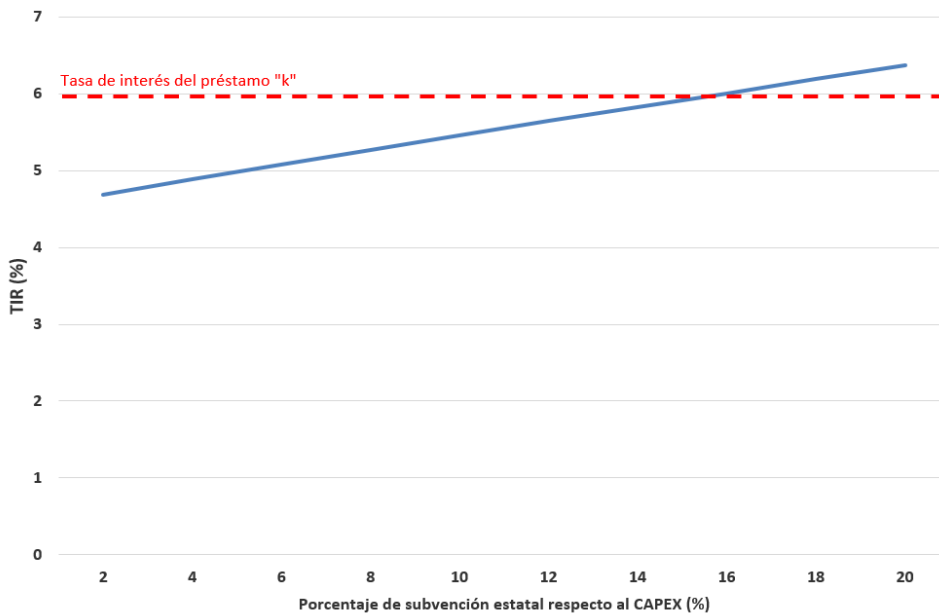


Figura 9.7 Análisis de sensibilidad del porcentaje de la subvención estatal aplicado al CAPEX.

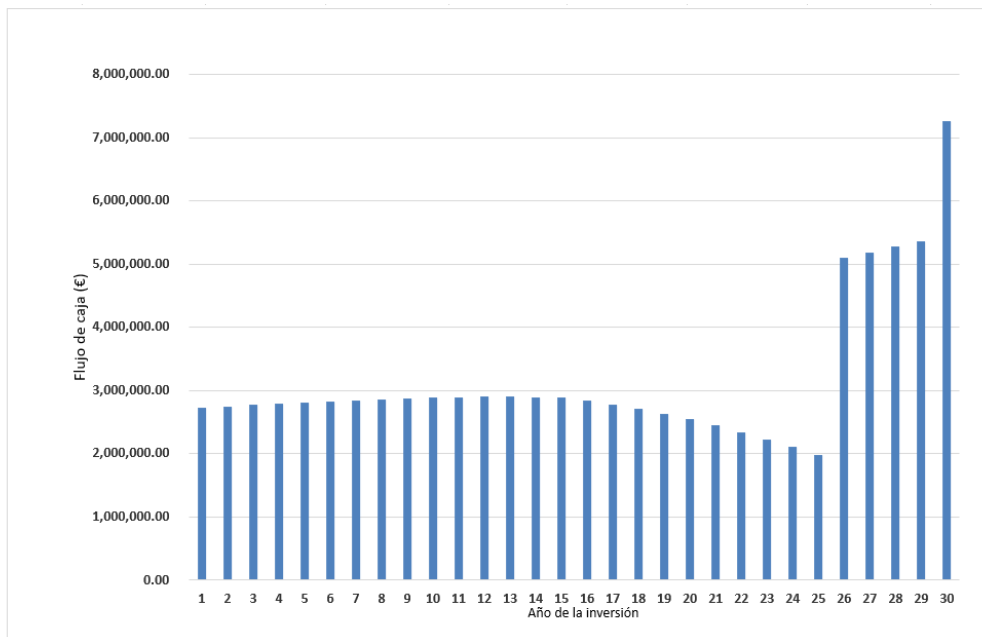


Figura 9.8 Flujos de caja de la inversión con una subvención estatal del 16% respecto al CAPEX. (Flujo desembolso inicial no incluido).

El desarrollo de todos los conceptos se encuentra en el anexo D.4, donde también se muestra la estructura de los flujos de caja del caso base. Dicha estructura se mantiene para el análisis del resto de casos.

10 Conclusiones y líneas de trabajo futuras

El objetivo de este proyecto consistió en el desarrollo de un anteproyecto destinado a evaluar la viabilidad técnica y económica de una planta de potencia basada en un ciclo combinado con energía termosolar, con el fin de proponer un método de generación de energía eficiente, estable y respetuoso con el medio ambiente. Este objetivo ha sido alcanzado, y a continuación se presentan las principales conclusiones derivadas del desarrollo del proyecto, así como las posibles líneas de investigación futuras.

10.1 Conclusiones

En primer lugar, es importante destacar que el desarrollo de un trabajo de estas características requiere una revisión bibliográfica exhaustiva que permita comprender en profundidad la temática abordada. En este sentido, la revisión debe estructurarse en dos grandes líneas de análisis.

Por un lado, resulta necesario realizar una evaluación del contexto actual, analizando los principales desafíos a los que se enfrenta la sociedad, las soluciones que se están implementando y las posibles tendencias futuras del sector energético.

Por otro lado, es fundamental efectuar una revisión detallada del estado del arte de las tecnologías consideradas como solución al problema planteado. Esta investigación proporciona las bases teóricas y técnicas sobre las que se sustenta el proyecto y permite mejorar la toma de decisiones durante su desarrollo, asegurando la coherencia entre los objetivos propuestos y las soluciones adoptadas.

Además, dada la amplia diversidad de disciplinas implicadas en un proyecto de estas características, resulta fundamental el uso de diferentes herramientas y software especializados que permitan realizar un diseño y análisis lo más realista posible de los distintos sistemas que intervienen en la planta. El empleo de estas herramientas facilita una mayor precisión en los cálculos, una mejor integración entre los subsistemas y una evaluación más completa del comportamiento operativo de la instalación.

Aunque el presente proyecto tiene un origen académico, se ha procurado aproximar al máximo a un escenario real, partiendo de una serie de condiciones iniciales impuestas, similares a las que puede establecer un posible inversor.

Entre los requisitos de diseño definidos se encontraba la ubicación de la planta, situada en la Comarca de Écija, concretamente entre los municipios de La Luisiana y Cañada Rosal. A pesar de tratarse de una condición impuesta, se llevó a cabo un análisis geotécnico y climatológico detallado del emplazamiento con el fin de verificar que el terreno y las condiciones ambientales reunían los parámetros adecuados para la instalación de una planta de generación de potencia con estas características.

En lo que respecta al ciclo de potencia, se seleccionó la turbina de gas Solar "Titan 250" para el ciclo de alta y la turbina de vapor "D-R Tandem" para el ciclo de baja. Asimismo, se estableció un título de vapor a la salida de la turbina de 0,9, con el objetivo de prevenir la erosión de los álabes en los últimos escalonamientos. La potencia eléctrica neta resultante del sistema operando en "Modo noche" es de 57,72 MWe, mientras que en el "Modo solar" es de 34,62 MWe.

Estas decisiones condujeron a la selección de la tecnología termosolar de central de torre como la opción más adecuada para integrar en el ciclo de baja. Aunque su coste económico es superior al de otras alternativas, esta configuración permite alcanzar las temperaturas requeridas para cubrir las demandas térmicas del ciclo y optimizar el aprovechamiento energético del sistema híbrido. El modo de operación elegido fue el "Fuel Saving Mode", cuyo principio consiste en mantener constante la potencia generada por la turbina de vapor a lo largo del día, sustituyendo progresivamente la aportación de una de las turbinas de gas por energía solar cuando el recurso disponible sea suficiente para satisfacer las condiciones térmicas del ciclo. Con dicho modo de operación se consigue evitar la emisión de 75.141,8 toneladas de CO_2 al año.

En cuanto al ciclo de potencia, se introdujeron diversas modificaciones orientadas a aprovechar el calor residual de los gases de escape tras su paso por el HRSG y, por lo tanto, mejorar el rendimiento global del sistema. La primera fue la incorporación de un intercambiador de calor ("PRECA") que permite aprovechar los gases de escape del HRSG para precalentar el agua de entrada al Generador de Vapor Solar (GVS), así como la instalación de 2 intercambiadores de calor ("AP1" y "AP2") destinados a la producción de agua para servicios auxiliares o de proceso.

A continuación, se llevó a cabo el dimensionamiento de los principales equipos de la planta. Para ello, se empleó el software Aspen HYSYS en el modelado de los intercambiadores de calor de tipo carcasa y tubo, lo que permitió un análisis detallado de sus características geométricas. Se simularon distintos intercambiadores de esta tipología, evaluando cómo el coeficiente global de transferencia de calor variaba en función de los fluidos involucrados en el intercambio térmico.

Por otro lado, el dimensionamiento de la tecnología termosolar se realizó mediante el uso del software SAM (System Advisor Model), que permitió ajustar la configuración del campo solar a las demandas térmicas del ciclo y al recurso solar disponible en el emplazamiento.

En el ámbito eléctrico, se desarrolló el sistema eléctrico de la planta, definido principalmente por tres factores: la tensión de conexión a la subestación de Villanueva del Rey (220 kV), el consumo de las cargas y la tensión de generación de las turbinas.

Una vez completado el desarrollo técnico, se procedió a la evaluación financiera del proyecto. En primer lugar, se estimó el OPEX y CAPEX de la planta de potencia, aplicando el sistema francés como método de financiación.

Los resultados obtenidos evidencian que el Valor Actual Neto (VAN) es negativo y que la Tasa Interna de Retorno (TIR) se encuentra por debajo de la tasa de descuento considerada. Esto implica que, bajo las condiciones analizadas, la inversión en la planta no resulta financieramente viable.

Por ello, se procedió a realizar un análisis de sensibilidad para determinar el punto de equilibrio (donde la TIR iguala la tasa "k") de los parámetros más importantes: el precio de compra del gas natural (32,58 €/MWh), el precio de venta de la energía eléctrica (100,46 €/MWh) y una hipotética subvención estatal (fijada en el 18 % del CAPEX).

Adicionalmente, se calculó el Costo Nivelado de Energía (LCOE), obteniéndose un valor de 106,57 €/MWh, superior al del ciclo combinado tradicional. Esta diferencia se explica principalmente por la incorporación de tecnología termosolar, la cual aumenta los costes de inversión y operación. Asimismo, la estrategia de operación de la planta, denominada Fuel Saving Mode, contribuye a este resultado: para reducir el consumo de combustible, la energía proporcionada por la tecnología termosolar sustituye parcialmente la producción de una de las turbinas de gas. Sin embargo, esta sustitución provoca que la turbina correspondiente se apague temporalmente, reduciendo la generación total de la planta y, por tanto, afectando de manera directa al LCOE.

Este resultado refleja una realidad inherente al mundo de la ingeniería: finalmente, el factor económico suele prevalecer sobre cualquier otro. Muchas ideas con un gran potencial técnico o innovador no llegan a materializarse por no ofrecer la rentabilidad necesaria. La realización de este proyecto me ha permitido comprender una perspectiva que, en ocasiones, queda relegada durante la formación académica. No obtener los resultados esperados no implica que el trabajo realizado carezca de valor; por el contrario, cada paso del proceso aporta conocimiento y experiencia.

10.2 Líneas de investigación futuras

Para concluir el proyecto, se exponen una serie de propuestas que podrían abrir líneas de investigación futuras:

- Sustitución de la tecnología termosolar: una alternativa tecnológica sería sustituir la central de torre por un sistema de colectores cilindro-parabólicos (CCP). Esta opción presenta costes de instalación más bajos, lo que podría mejorar la rentabilidad del proyecto. Sin embargo, debe tenerse en cuenta que los CCP, al operar con aceites sintéticos como fluido térmico, alcanzan temperaturas significativamente menores que las centrales de torre. Esta diferencia térmica repercute directamente en la eficiencia del ciclo de potencia, reduciendo la producción eléctrica. Por tanto, sería necesario realizar un análisis comparativo que evalúe si el ahorro en inversión compensa la pérdida de rendimiento energético.
- Alternativa en el sistema de refrigeración: se podría realizar un estudio equivalente de la planta empleando una torre de refrigeración en lugar de aerocondensadores. Si bien esta opción implica un mayor consumo de agua, la turbina de vapor experimentaría un salto entálpico superior, lo que se traduciría en un incremento de la energía generada anualmente. Además, el coste de inversión del sistema de refrigeración sería inferior al de los aerocondensadores, lo que podría mejorar la rentabilidad global del proyecto.

- Optimización del consumo de gas natural: tal y como se expuso en el capítulo 9, el gas natural representa una de las principales partidas de coste en la operación de la planta. Por ello, sería conveniente analizar la posibilidad de integrar una central de torre en el ciclo de alta, con el objetivo de precalentar el aire de entrada a las turbinas de gas. Esta modificación permitiría reducir el consumo de gas natural, mejorando así la eficiencia global del sistema y reduciendo los costes operativos asociados.
- Cambio del modo de operación: en el presente proyecto, la planta se ha diseñado para que la turbina de vapor mantenga una potencia constante a lo largo del día, optimizando el uso del gas natural. No obstante, sería interesante analizar una alternativa de operación en modo "Power Boosting", en la cual se mantendría el mismo consumo de gas natural durante todo el día, pero se lograría aumentar la producción de energía eléctrica. Esta estrategia representaría una nueva perspectiva de optimización, al permitir un mayor aprovechamiento energético del combustible sin incrementar su consumo.
- Análisis de la hibridación con almacenamiento térmico: se propone un estudio futuro que evalúe la implementación de un sistema de almacenamiento de energía térmica (TES) con sales fundidas. Aunque esto incrementaría notablemente el CAPEX debido a los tanques térmicos, permitiría un análisis comparativo de la viabilidad económica de dos modos de operación: mantener el "Fuel Saving Mode" (incrementando el ahorro de combustible al sustituir una turbina) o evolucionar a un "Power Boosting Mode" (aumentando la producción eléctrica neta al potenciar el ciclo de vapor). Dicho análisis determinaría qué estrategia de operación justifica mejor la inversión adicional en el almacenamiento y ofrece una mayor rentabilidad (TIR).
- Impacto de las nuevas políticas europeas: la Unión Europea se encuentra en proceso de implementación de nuevas políticas energéticas orientadas a penalizar económicamente aquellos métodos de generación eléctrica que no sean respetuosos con el medio ambiente. Entre las medidas con mayor impacto potencial destacan los denominados "Sistema de Comercio de Derecho de Emisión", que aplicarán gravámenes proporcionales a las emisiones generadas, en función de la energía eléctrica producida y de los combustibles fósiles utilizados. En la actualidad, estas políticas se encuentran aún en fase de desarrollo, por lo que resulta complejo determinar con precisión las cuantías y restricciones que serán finalmente adoptadas. No obstante, sería conveniente realizar un nuevo análisis financiero considerando la incorporación de este impuesto, con el fin de reevaluar la viabilidad económica y la competitividad de la planta bajo este nuevo marco regulatorio.

Anexos

A	Datos y cálculos del ciclo de potencia	115
A.1	Cálculos para la caracterización del "Modo Noche"	116
A.2	Cálculos para la caracterización del "Modo Solar"	123
B	Hoja de datos de los equipos principales	126
B.1	Hoja de datos de la turbina de gas "Titan 250" de Solar Turbine	127
B.2	Hoja de datos de la turbina de vapor "D-R Tandem" de Siemens Energy	129
B.3	Hoja de datos de la bomba de agua de alimentación MDS, bomba multietapa partida axialmente	130
B.4	Hoja de datos de la bomba de condensado ZE/ZF, bomba de aspiración axial	132
B.5	Hoja de datos de la bomba VEY, bomba vertical de sales fundidas	134
B.6	Dimensionamiento del aerocondensador	137
B.7	Intercambiadores carcasa y tubo	138
B.7.1	Hoja TEMA del economizador del GVS	138
B.7.2	Hoja TEMA del evaporador del GVS	139
B.7.3	Hoja TEMA del sobrecalentador del GVS	140
B.7.4	Hoja TEMA del intercambiador de calor para precalentamiento de agua "PRECA"	141
B.7.5	Hoja TEMA del intercambiador de calor para agua a procesos "AP"	142
B.8	Cálculos HRSG	143
B.8.1	Economizador	144
B.8.2	Evaporador	144
B.8.3	Sobrecalentador	144
C	Cálculo de cargas	145
D	Evaluación financiera	147
D.1	Estimación del CAPEX	148
D.1.1	Metodología para el cálculo del coste de adquisición de equipos	148
	Costes de adquisición de equipos	149
D.2	Estimación del OPEX	151
	Operación y mantenimiento	151
	Coste del seguro y salarios	151
	Gas natural	151
	Agua	152
D.3	Ingresos por la venta de energía eléctrica	153
D.4	Análisis financiero	154
	Sistemas francés	154
	Flujos de caja	155

	Valor Actual Neto (VAN)	157
	Tasa Interna de Retorno (TIR)	157
	Costo nivelado de la energía (LCOE)	157
E	Código de EES	158
	E.1 Código utilizado para la simulación del "Modo noche"	159
	E.2 Código utilizado para la simulación del "Modo solar"	163

Anexo A

Datos y cálculos del ciclo de potencia

A.1 Cálculos para la caracterización del "Modo Noche"

PUNTO 1 / 13

Corresponden a las condiciones de vapor vivo, es decir, la presión y temperatura en la que entra el vapor, en este caso sobrecalentado, a la turbina.

La temperatura de este punto viene definida por la temperatura de entrada de los gases al HRSG y la cercanía ($Cerc_{HRSG}$) de dicho equipo.

$$T_1 = TG_A - Cerc_{HRSG} \quad (A.1)$$

La presión del punto 1 será la que permita obtener un título de vapor igual a 0,9 en el escape de la turbina (punto 3).

$$H_1 = Enthalpy(Steam, T = T_1, P = P_1) \quad (A.2)$$

$$S_1 = Entropy(Steam, T = T_1, P = P_1) \quad (A.3)$$

PUNTO 2

Del punto 2 es conocido su presión que es a la que trabaja el desgasificador ($P_2 = 10,02$ bar). Además, se puede obtener el punto 2 isentrópico (H_{2s}) a partir de la entropía de 1. Si se añade la ecuación del rendimiento isentrópico de la turbina (ecuación 2.8), el punto está completamente definido.

$$P_2 = P_{sat}(Steam, T = 180) \quad (A.4)$$

$$H_{2s} = Enthalpy(Steam, S = S_1, P = P_2) \quad (A.5)$$

$$\eta_{Turbina} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (A.6)$$

$$T_2 = Temperature(Steam, H = H_2, P = P_2) \quad (A.7)$$

$$S_2 = Entropy(Steam, H = H_2, P = P_2) \quad (A.8)$$

PUNTO 3

Con este punto se procederá igual que el anterior. Sin embargo, la presión de condensación en este caso vendrá determinada por la temperatura del foco frío. El ciclo combinado utilizará aerocondensadores para la condensación. La temperatura media anual del aire exterior en el emplazamiento de la planta se establecerá en 30 °C.

Se estima que el aire sale del aerocondensador a una temperatura de 50 °C y la cercanía del equipo es de 15 °C. Por ello, la temperatura de condensación es 65 °C a la cual le corresponde una presión de 0,25 bar.

Por otro lado, como se mencionó en el capítulo correspondiente se impone un título de vapor con un valor de 0,9.

$$P_3 = P_{sat}(Steam, T = 65) \quad (A.9)$$

$$X_3 = 0,9 \quad (A.10)$$

$$H_{3s} = Enthalpy(Steam, S = S_2, P = P_3) \quad (A.11)$$

$$\eta_{Turbina} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \quad (A.12)$$

$$T_3 = Temperature(Steam, H = H_3, P = P_3) \quad (A.13)$$

$$S_3 = Entropy(Steam, H = H_3, P = P_3) \quad (A.14)$$

PUNTO 4

El fluido a la salida del condensador sale en líquido saturado y sigue manteniéndose la presión del punto anterior, por lo que queda completamente definido el punto.

$$X_4 = 0 \quad (A.15)$$

$$P_4 = P_{sat}(Steam, T = 65) \quad (A.16)$$

$$H_4 = Enthalpy(Steam, X = X_4, P = P_4) \quad (A.17)$$

$$T_4 = Temperature(Steam, H = H_4, P = P_4) \quad (A.18)$$

$$S_4 = Entropy(Steam, H = H_4, P = P_4) \quad (A.19)$$

PUNTO 5

Este punto corresponde a la salida del fluido tras su paso por la bomba de condensado. De aquí saldrá a la presión de trabajo del desgasificador, por lo que la presión es conocida. Además, se puede obtener el punto 5 isentrópico (H_{5s}) y a partir de la fórmula del rendimiento isentrópico de la bomba (ecuación 2.9) queda definido.

$$P_5 = P_{sat}(Steam, T = 180) \quad (A.20)$$

$$H_{5s} = Enthalpy(Steam, S = S_4, P = P_5) \quad (A.21)$$

$$\eta_{BBP} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (A.22)$$

$$T_5 = Temperature(Steam, H = H_5, P = P_5) \quad (A.23)$$

$$S_5 = Entropy(Steam, H = H_5, P = P_5) \quad (A.24)$$

PUNTO 6

En este momento del ciclo el fluido sale del desgasificador. Lo hace en calidad de líquido saturado. Junto con la presión de operación del desgasificador, el punto queda completamente definido.

$$P_6 = P_{sat}(Steam, T = 180) \quad (A.25)$$

$$X_6 = 0 \quad (A.26)$$

$$H_6 = Enthalpy(Steam, S = S_6, P = P_6) \quad (A.27)$$

$$T_6 = Temperature(Steam, H = H_6, P = P_6) \quad (A.28)$$

$$S_6 = Entropy(Steam, H = H_6, P = P_6) \quad (A.29)$$

PUNTO 7 / 8

La resolución de este punto será similar al del punto 5. El punto 7 corresponde a la salida del fluido tras su paso por la bomba de agua de alimentación de la cual saldrá a la presión de vapor vivo (realmente sale a una presión algo mayor para compensar las pérdidas de carga que sufrirá el fluido a lo largo del ciclo, pero por cuestiones de simplificación se tomará la mencionada). Por lo tanto, será necesario calcular el punto 7 isentrópico (H_{7s}) y junto con la ecuación rendimiento isentrópico de la bomba (ecuación 2.9) quedará completamente definido el punto.

$$P_7 = P_1 \quad (A.30)$$

$$H_{7s} = Enthalpy(Steam, S = S_6, P = P_7) \quad (A.31)$$

$$\eta_{BAP} = \frac{h_{7s} - h_6}{h_7 - h_6} \quad (A.32)$$

$$T_7 = Temperature(Steam, H = H_7, P = P_7) \quad (A.33)$$

$$S_7 = Entropy(Steam, H = H_7, P = P_7) \quad (A.34)$$

PUNTO 9 / 10

El punto 9 corresponde a la salida del economizador y el punto 10 a la entrada del evaporador, se considerarán puntos homólogos por lo explicado en el apartado 5.3.2. Estos puntos quedan caracterizados por ser líquido saturado y seguir trabajando a la presión del HRSG. Por lo tanto, están definidos.

$$P_9 = P_1 \quad (A.35)$$

$$X_9 = 0 \quad (A.36)$$

$$H_9 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, X = X_9, P = P_9) \quad (\text{A.37})$$

$$T_9 = \text{Temperature}(\text{Steam}, H = H_9, P = P_9) \quad (\text{A.38})$$

$$S_9 = \text{Entropy}(\text{Steam}, H = H_9, P = P_9) \quad (\text{A.39})$$

PUNTO 11 / 12

Como se explicó en el apartado (5.3.2), el punto 11 y 12 serán comprendidos como uno sólo. En este punto, el fluido se encuentra en estado de vapor saturado. Una vez sale del calderín es dirigido hacia el sobrecalentador para alcanzar las condiciones de vapor vivo de entrada a la turbina. La presión sigue siendo la de trabajo del HRSG.

$$P_{11} = P_1 \quad (\text{A.40})$$

$$X_{11} = 1 \quad (\text{A.41})$$

$$H_{11} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, X = X_{11}, P = P_{11}) \quad (\text{A.42})$$

$$T_{11} = \text{Temperature}(\text{Steam}, H = H_{11}, P = P_{11}) \quad (\text{A.43})$$

$$S_{11} = \text{Entropy}(\text{Steam}, H = H_{11}, P = P_{11}) \quad (\text{A.44})$$

En este momento todos los puntos del ciclo quedan definidos en función de la P_1 que al final sea escogida.

El siguiente paso será determinar los caudales máxicos de vapor que circulan por cada punto del ciclo. Para ello se procederá a resolver los balances de masa y energía de todos los equipos que conforman el ciclo de Rankine.

En primer, lugar se determinará el balance de energía en economizador, evaporizador y sobrecalentador, en el lado del agua.

$$Q_{\text{ECO}} = \dot{m}_{\text{vapor,HRSG}} \cdot (H_9 - H_8) \quad (\text{A.45})$$

$$Q_{\text{EVAP}} = \dot{m}_{\text{vapor,HRSG}} \cdot (H_{11} - H_{10}) \quad (\text{A.46})$$

$$Q_{\text{SC}} = \dot{m}_{\text{vapor,HRSG}} \cdot (H_{13} - H_{12}) \quad (\text{A.47})$$

Ahora se resolverá los balances de energía en el HRSG pero en el lado de los gases. Para ello se definirá la temperatura de los gases en el punto "C" que se puede hallar con el "pinch-point" de la caldera.

$$T_{\text{GC}} = T_{10} + PP_{\text{HRSG}} \quad (\text{A.48})$$

$$Q_{ECO} = m_{gases} \cdot Cp_{gases} (T_{GC} - T_{GD}) \quad (A.49)$$

$$Q_{EVAP} = m_{gases} \cdot Cp_{gases} (T_{GB} - T_{GC}) \quad (A.50)$$

$$Q_{SC} = m_{gases} \cdot Cp_{gases} (T_{GA} - T_{GB}) \quad (A.51)$$

$$Q_{HRSG} = Q_{ECO} + Q_{EVAP} + Q_{SC} \quad (A.52)$$

Si se suman las ecuaciones (A.49) y (B.20) y se igualan al balance de energía establecido en el lado de vapor se obtienen el gasto de vapor que circula por cada HRSG.

El siguiente paso será la resolución del balance de masa y energía en el desgasificador. Debido a que el ciclo combinado está compuesto por 2 turbinas de gas, con sus HRSG independientes, el caudal de vapor que sale del desgasificador será el doble del que entra a cada uno de los HRSG. El caudal de vapor 1 ($\dot{m}_{vapor,1}$) es el que sale del desgasificador, el caudal de vapor 2 ($\dot{m}_{vapor,2}$) el que proviene de la extracción y el caudal de vapor 3 ($\dot{m}_{vapor,3}$) el que proviene del proceso de expansión en la turbina.

$$\dot{m}_{vapor,1} = 2 \cdot \dot{m}_{vapor,HRSG} \quad (A.53)$$

$$\dot{m}_{vapor,1} = \dot{m}_{vapor,2} + \dot{m}_{vapor,3} \quad (A.54)$$

$$\dot{m}_{vapor,1} \cdot H_6 = \dot{m}_{vapor,2} \cdot H_2 + \dot{m}_{vapor,3} \cdot H_5 \quad (A.55)$$

Con este conjunto de nuevas ecuaciones se conocen todos los caudales másicos del ciclo, por lo que ya puede ser calculado el trabajo consumido por bombas y el generado por la turbina. Asimismo se aprovechará para calcular el calor intercambiado en el condensador, así como el consumo eléctrico del mismo.

$$\dot{W}_{BBP} = \dot{m}_{vapor,3} \cdot (H_5 - H_4) \quad (A.56)$$

$$\dot{W}_{BAP} = \dot{m}_{vapor,1} \cdot (H_7 - H_6) \quad (A.57)$$

$$Q_{COND} = \dot{m}_{vapor,3} \cdot (H_3 - H_4) \quad (A.58)$$

Aunque realmente la turbina sea de un cuerpo único, para hallar la potencia generada por la misma se diferenciará entra cuerpo de alta presión y de baja, con el objetivo de tener en cuenta la extracción que se realiza durante el proceso de expansión.

$$\dot{W}_{TAP} = \dot{m}_{vapor,1} \cdot (H_1 - H_2) \quad (A.59)$$

$$\dot{W}_{TBP} = \dot{m}_{vapor,3} \cdot (H_2 - H_3) \quad (A.60)$$

$$\dot{W} = \dot{W}_{TAP} + \dot{W}_{TBP} \quad (A.61)$$

A continuación, se calcularán los parámetros más importantes del ciclo, la potencia neta otorgada, el rendimiento térmico del ciclo de Rankine.

$$\dot{W}_{neta,Rankine} = \dot{W}_{TAP} + \dot{W}_{TBP} - \dot{W}_{BAP} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{aero} \quad (A.62)$$

$$\eta_{Rankine} = \frac{\dot{W}_{neta,Rankine}}{2 \cdot Q_{HRSG}} \cdot 100 \quad (A.63)$$

Por último, se calculará el rendimiento global de la planta. Sin embargo, no es conocido ni el caudal de combustible utilizado ni el Poder Calorífico Inferior (PCI) del mismo. Para la resolución de dicho parámetro se asumirá que las turbinas de gas trabajan con un dosado igual a 0,02.

Parámetros como el "Heat Rate" y el caudal de gases de escape, se obtienen del catálogo mostrado en el apéndice B.1.

Finalmente, se obtiene un caudal de combustible de 1,38 kg/s.

$$F = 0,02 \quad (A.64)$$

$$\dot{m}_{gases} = \dot{m}_{aire} + \dot{m}_{combustible} \quad (A.65)$$

$$F = \frac{\dot{m}_{combustible}}{\dot{m}_{aire}} \quad (A.66)$$

$$HR = \frac{\dot{m}_{combustible} \cdot PCI}{\dot{W}_{netaTG}} \quad (A.67)$$

Ahora sí, se disponen de todos los datos necesarios.

$$\eta_{global} = \frac{2 \cdot \dot{W}_{neta,TG} + \dot{W}_{neta,Rankine}}{2 \cdot \dot{m}_{combustible} \cdot PCI} \cdot 100 \quad (A.68)$$

Sin embargo, como se explica en el apartado 5.3.2, se aprovecha la alta temperatura de salida de los gases del HRSG para calentar agua a procesos a una presión de 5 bar. Todo ello con el objetivo de mejorar el último parámetro calculado.

La temperatura de salida de los gases de escape se establece en 150 °C. El agua de red, con una temperatura inicial de 15 °C (punto 14), se calentará hasta 145 °C (puntos 15/16) en un intercambiador, manteniendo un diferencial terminal de temperaturas de 5 °C. Esta temperatura final será inferior a la de saturación del agua.

$$TG_E = 150 \quad (A.69)$$

$$P_{procesos} = 5 \quad (A.70)$$

$$T_{red} = 16 \quad (\text{A.71})$$

$$Cerc_{Hx \text{ procesos}} = 5 \quad (\text{A.72})$$

$$H_{14} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, P = P_{procesos}, T = T_{red}) \quad (\text{A.73})$$

$$T_{14} = \text{Temperature}(\text{Steam}, H = H_{14}, P = P_{procesos}) \quad (\text{A.74})$$

$$S_{14} = \text{Entropy}(\text{Steam}, H = H_{14}, P = P_{procesos}) \quad (\text{A.75})$$

$$H_{15} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, P = P_{procesos}, T = TG_E - Cerc_{Hx \text{ procesos}}) \quad (\text{A.76})$$

$$T_{15} = \text{Temperature}(\text{Steam}, P = P_{procesos}, H = H_{15}) \quad (\text{A.77})$$

$$S_{15} = \text{Entropy}(\text{Steam}, H = H_{15}, P = P_{procesos}) \quad (\text{A.78})$$

Con estos datos es posible calcular el caudal de agua de proceso a precalentar, así como el calor recuperado de los gases de escape a la salida de cada HRSG.

$$m_{gases} \cdot Cp_{gases} (T_{GD} - T_{GF}) = \dot{m}_{w,procesos} \cdot (H_{15} - H_{14}) \quad (\text{A.79})$$

$$Q_{PROCESOS} = \dot{m}_{w,procesos} (H_{15} - H_{14}) \quad (\text{A.80})$$

Y, así, se obtiene la fórmula del rendimiento global de la planta actualizada.

$$\eta_{global} = \frac{2 \cdot \dot{W}_{neta,TG} + \dot{W}_{neta,Rankine} + 2 \cdot Q_{PROCESOS}}{2 \cdot \dot{m}_{combustible} \cdot PCI} \cdot 100 \quad (\text{A.81})$$

A.2 Cálculos para la caracterización del "Modo Solar"

La definición de los puntos del ciclo de Rankine es exactamente la misma que la expuesta en el caso anterior. Sin embargo, ahora se incluirá el punto 17 correspondiente al agua precalentada antes de entrar al GVS. Aquí el fluido verá incrementada su temperatura hasta los 210 °C y al mantenerse la presión de operación constante, el punto queda totalmente definido.

Como se detalla en el capítulo 4, el principal objetivo del precalentador de agua es aumentar la eficiencia del GVS. Para ello, se utilizarán los gases de escape.

El cálculo del caudal de vapor que circula por el HRSG se halla de forma idéntica al apartado anterior, aplicando los balances de masa y energía en el HRSG.

A continuación, se muestra el balance de energía y el calor absorbido por el agua en el precalentador.

$$T_{17} = 210 \quad (\text{A.82})$$

$$P_{17} = P_{procesos} \quad (\text{A.83})$$

$$H_{17} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, T = T_{17}, P = P_{17}) \quad (\text{A.84})$$

$$X_{17} = \text{Enthalpy}(\text{Steam}, T = T_{17}, P = P_{17}) \quad (\text{A.85})$$

$$S_{17} = \text{Entropy}(\text{Steam}, T = T_{17}, P = P_{17}) \quad (\text{A.86})$$

$$m_{gases} \cdot C_{p_{gases}} (T_{GD} - T_{GE}) = \dot{m}_{\text{vapor,HRSG}} \cdot (H_{17} - H_8) \quad (\text{A.87})$$

$$Q_{\text{PRECA}} = \dot{m}_{\text{vapor,HRSG}} (H_{17} - H_8) \quad (\text{A.88})$$

Como se expuso en el apartado 5.3.1 el mismo caudal que circula en el "Modo Noche" por el HRSG2 es el que tiene que pasar por el GVS. Por lo tanto, a través de las hipótesis impuestas en el apartado 5.3.3 se calcula el caudal de sales fundidas necesario y el calor transferido en cada una de las partes del mismo.

$$T_{SF1} = 465 \quad (\text{A.89})$$

$$T_{SF2} = 295 \quad (\text{A.90})$$

$$m_{\text{SF}} \cdot C_{p_{\text{SF}}} (T_{SF1} - T_{SF4}) = \dot{m}_{\text{vapor,HRSG}} \cdot (H_1 - H_{17}) \quad (\text{A.91})$$

$$m_{\text{SF}} \cdot C_{p_{\text{SF}}} (T_{SF1} - T_{SF3}) = \dot{m}_{\text{vapor,HRSG}} \cdot (H_1 - H_9) \quad (\text{A.92})$$

$$m_{SF} \cdot C_{p_{SF}} \cdot (T_{SF1} - T_{SF2}) = \dot{m}_{\text{vapor,HRSG}} \cdot (H_1 - H_{11}) \quad (\text{A.93})$$

$$Q_{ECO_{GVS}} = \dot{m}_{SF} \cdot C_{p_{SF}} \cdot (T_{SF3} - T_{SF4}) \quad (\text{A.94})$$

$$Q_{EVA_{GVS}} = \dot{m}_{SF} \cdot C_{p_{SF}} \cdot (T_{SF2} - T_{SF3}) \quad (\text{A.95})$$

$$Q_{SC_{GVS}} = \dot{m}_{SF} \cdot C_{p_{SF}} \cdot (T_{SF1} - T_{SF2}) \quad (\text{A.96})$$

$$Q_{GVS} = Q_{ECO_{GVS}} + Q_{EVA_{GVS}} + Q_{SC_{GVS}} \quad (\text{A.97})$$

La temperatura de los gases a la salida del precalentador es suficiente para generar agua a procesos. Las condiciones son idénticas a las expuestas anteriormente lo único que cambia es la temperatura de entrada de los gases al AP2.

$$m_{\text{gases}} \cdot C_{p_{\text{gases}}} \cdot (T_{GE} - T_{GF}) = \dot{m}_{\text{w,procesos}} \cdot (H_{16} - H_{14}) \quad (\text{A.98})$$

$$Q_{\text{PROCESOS}} = \dot{m}_{\text{w,procesos}} \cdot (H_{16} - H_{14}) \quad (\text{A.99})$$

El trabajo consumido por las bombas y ventilador se calcula de manera similar al caso anterior. En este caso se contabilizará también el consumo de la bomba de sales fundidas.

El caudal de sales fundidas que circula por la bomba ha sido calculado y se establece que tiene que vencer un diferencial de presión de 10^6 pascales (ΔP) cada una.

El calor específico y la densidad, se calculan a una temperatura de 295 °C, correspondiente a la salida del GVS.

$$\dot{v}_{SF} = \frac{\dot{m}_{SF}}{\rho_{SF}} \quad (\text{A.100})$$

$$\dot{W}_{BSF} = \frac{\dot{v}_{SF} \cdot \Delta P}{\eta_{BSF}} \quad (\text{A.101})$$

El siguiente paso sería calcular la potencia neta y el rendimiento de Rankine y el global. Se calcularían de manera similar al caso anterior, incluyendo los nuevos consumos y aportes de la parte termosolar.

$$\dot{W}_{\text{net},\text{Rankine}} = \dot{W}_{TAP} + \dot{W}_{TBP} - \dot{W}_{BAP} - \dot{W}_{BBP} - \dot{W}_{aero} - \dot{W}_{SF} \quad (\text{A.102})$$

$$\eta_{\text{Rankine}} = \frac{\dot{W}_{\text{net},\text{Rankine}}}{Q_{HRSG} + Q_{GVS} + Q_{PRECA}} \cdot 100 \quad (\text{A.103})$$

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{neto,TG} + \dot{W}_{neto,Rankine} + Q_{PROCESOS} + Q_{PRECA}}{\dot{m}_{combustible} \cdot PCI + Q_{GVS}} \cdot 100 \quad (A.104)$$

Anexo B

Hoja de datos de los equipos principales

B.1 Hoja de datos de la turbina de gas "Titan 250" de Solar Turbine

Solar Turbines

A Caterpillar Company

TITAN 250

Conjunto generador impulsado por turbina de gas

Generación de potencia



Especificaciones generales

Turbina de gas Titan™ 250

- Industrial, de dos ejes
- Compresor axial de 16 etapas
 - Álabes directores de entrada variable
 - Relación de presión: 24:1
 - Flujo del aire de entrada: 73.2 kg/seg (155.2 lb/seg)
 - Carcasa dividida verticalmente
- Cámara de combustión tipo anular
 - 14 inyector de emisiones bajas y secas de premezcla pobre
 - Sistema de quemador de encendido
- Turbogenerador de gas
 - Reacción de 2 etapas
 - Velocidad máxima: 10,690 rpm
- Turbina de potencia
 - Reacción de 3 etapas
 - Velocidad máxima: 6500 rpm
- Cojinetes
 - 5 de muñón radial, zapata basculante
 - 2 de empuje activo, zapata basculante
 - 2 de empuje inactivo, pista cónica fija
- Revestimientos
 - Compresor: aluminio inorgánico
 - Aletas de tobera y turbina: aluminio de difusión de metal precioso
- Tipo transductor de vibraciones
 - Sondas de proximidad, 2 por cojinete radial/2 por cojinete de empuje

Caja de reducción principal

- Tipo epicíclico
 - 1500 rpm (50 Hz) ó 1800 rpm (60 Hz)
 - Toma de fuerza de accesorios

Generador

- Polo saliente, trifásico, 6 cables, conexión de estrella, sincrónico, con excitatriz de generador de imán permanente
- Tipos de construcción disponibles:
 - Entrada de conducto/Salida de conducto
 - Totalmente cubierto con enfriamiento aire-aire
 - Totalmente cubierto con enfriamiento agua-aire

- Cojinetes de manguito
- Sistema hidráulico de elevación
- Aislamiento NEMA clase F
- Elevación de temperatura clase B
- Voltajes: 1100 a 13,800 V CA
- Frecuencia: 50 ó 60 Hz

Turbomaquinaria

- Construcción mecánica
 - Bastidor de base de acero con bandeja colectora
 - Tubería de acero inoxidable 316L ≤.de 8 pulgadas de diámetro
 - Conexiones de tubo tipo compresión
- Sistema eléctrico
 - NEC, Clase 1, Grupo D, Div 2
 - CENELEC/ATEX Zona 2
 - Cableado de bandeja portacables
 - Sistema de carga de batería de 120 V CD
- Sistema de arranque de CA de impulsión directa
- Sistema de combustible
 - Emisión baja y seca (SoLoNOx™)
 - Convencional
- Tipos de combustible
 - Gas natural o doble (gas/destilado)
- Sistema de aceite lubricante integrado
 - Bomba principal impulsada por la turbina
 - Bomba pre/poslubricación impulsada por motor de CA
 - Bomba de respaldo impulsada por motor de CD (120 V)
 - Enfriador de aceite y Calentador de aceite*
 - Separador de venteo del tanque y arrestallamas
 - Filtro de aceite lubricante
- Sistema de limpieza del compresor de la turbina
 - Tanque de limpieza portátil
 - en giro/en línea*
- Sistema de entrada y de escape de aire
 - Acero al carbono
 - Acero inoxidable
 - Filtro marítimo
- Cabina
 - Equipo impulsor solamente
 - Detección y supresión de incendios
 - Sistema de control Turbotronic™
 - Sistema de control montado en patín
 - Panel de visualización digital en el patín
 - Potencia de control de 24 Vcd (Entrada de 120 Vcd)
 - Interfaz de supervisión de enlace en serie
 - Programable en el campo
 - Monitoreo de vibraciones
 - Monitoreo de temperatura
 - Control del generador
 - Modos de control seleccionables
 - Regulación de voltaje de estado sólido
 - Sincronización automática
 - Panel de medición con sincronización manual*
 - Control de kW*
 - Interfaz de aplicación de recuperación de calor
 - Pantallas múltiples para el operador
 - Recopilación y reproducción de datos
 - Mapa de rendimiento de la turbina*
 - Gestión del buen funcionamiento de la turbina con InSight System™*
 - Impresora/Registradora*
- Documentación
 - Diagramas eléctricos
 - Diagramas mecánicos
 - Libro de datos de control de calidad
 - Plan de pruebas e inspección
 - Informes de las pruebas
 - Manuales de operación y mantenimiento
- Pruebas en la fábrica de la turbina
- Pruebas en la fábrica de la turbomaquinaria
 - Estáticas
 - Dinámicas

Solar Turbines

A Caterpillar Company

TITAN 250

Unidad de generador de turbina de gas

Generación de potencia

Rendimiento

Potencia de salida	23 100 kWe
Tasa de calor	9150 kJ/kWe-hr (8670 Btu/kWe-hr)
Flujo del escape	253 440 kg/hr (558,740 lb/hr)
Temp. de escape	460°C (865°F)

Rendimiento de la aplicación

Vapor (no expuesto al fuego): 35.2 toneladas/hr (77,600 lb/hr)

Vapor (expuesto al fuego): 1536°C (2800°F): 190.5 toneladas/hr (420,000 lb/hr)

Enfriamiento (absorción): 30 340 kW (8620 toneladas de refrigeración)

Capacidad nominal – según ISO a 15°C (59°F), a nivel del mar

Sin pérdidas en la entrada o el escape

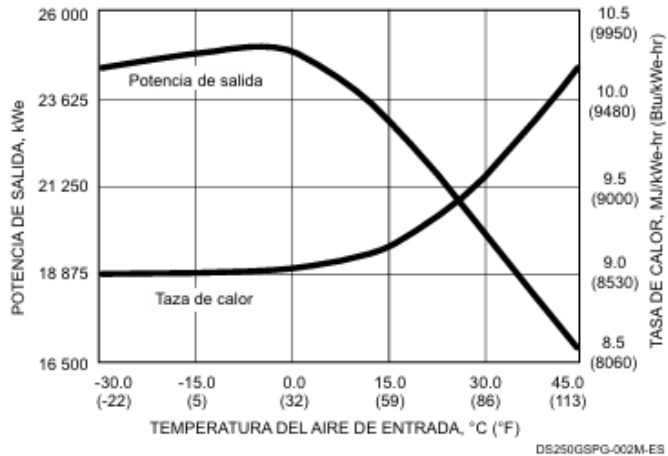
Humedad relativa del 60%

Combustible de gas natural con valor calorífico inferior = 31.5 a 43.3 MJ/Nm³ (940 Btu/scf)

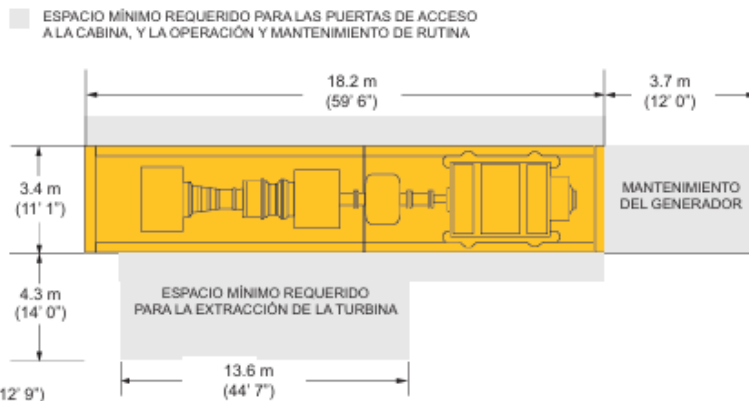
Sin pérdida por accesorios

Eficiencia de la turbina: 38.6% (medida en las terminales del generador)

Potencia disponible



Espacio para el mantenimiento y el acceso a la cabina*



Altura de la turbomaquinaria: 3.9 m (12' 9")
 Peso de la turbomaquinaria: 141 150 kg (311,100 lb)
 *Peso en seco, altura sin cabina

Solar Turbines Incorporated
 P.O. Box 85376
 San Diego, CA 92186-5376

Caterpillar es una marca registrada de Caterpillar Inc.
 Solar, Titan, SoLarNOx, InTight Platform y TurboTronic son marcas registradas de Solar Turbines Incorporated.
 Las especificaciones están sujetas a modificaciones sin previo aviso.
 © 2020 Solar Turbines Incorporated. Todos los derechos reservados.
 DS250PG-ES-0220/ED

PARA MÁS INFORMACIÓN

Teléfono: (+1) 619-544-5352
 Correo electrónico: powergen@solar-turbines.com
 Internet: www.solar-turbines.com



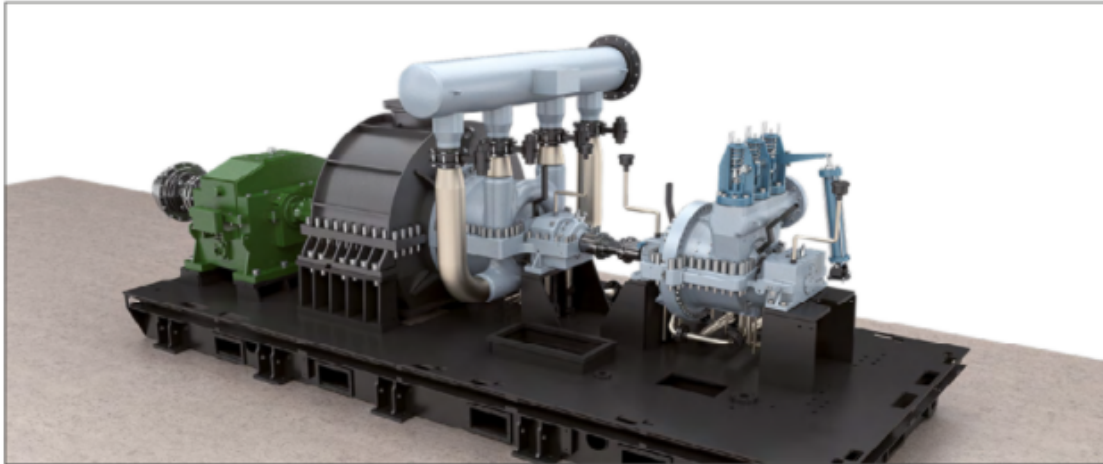
B.2 Hoja de datos de la turbina de vapor "D-R Tandem" de Siemens Energy

D-R B

Standard multi-stage steam turbine

D-R B Tandem

- Multivalve inlets
- Multiple uncontrolled bleeds
- Single automatic controlled extraction/induction
- Extraction pressure up to 40 bar
- Nadrowski heritage



	D-R B	D-R Tandem
Max. power output	11 MW / 14,750 HP	12,5 MW / 16,750 HP
Turbine speed	≤ 9,500 rpm	≤ 8,500 rpm
Inlet steam temperature	≤ 500 °C / 932 °F	≤ 530 °C / 986 °F
Inlet Steam pressure	≤ 65 bar(a) / 930 psi(g)	≤ 121 bar(a) / 1,740 psi(g)
Back-pressure	13 bar(a) / 175 psi(g)	≤ 13 bar(a) / 175 psi(g)
Condensing pressure	vacuum	vacuum
Type of wheel/blades	Impulse	Impulse
API 611 & 612 compliant	No	No
Bleedings/Extractions	Multiple / one	Multiple / one
Bearings	Tiltpad or Sleeve	Tiltpad or Sleeve

B.3 Hoja de datos de la bomba de agua de alimentación MDS, bomba multi-etapa partida axialmente

Features and benefits

1 Impellers

- Shrink fit, precision cast, dynamically balanced and individually secured

2 Axially split casing

- Simplifies rotor balancing, inspection and installation, case passageway inspection and modification, and spare rotor retrofits
- Support is near centerline for alignment
- Full range of design pressures to suit applications

3 Large diameter shaft

- Stepped for ease of assembly
- Sized to satisfy rotor dynamics and power transmission with worn clearances
- Optimized for hydraulic performance

4 Double volute construction

- Minimum radial thrust for less shaft deflection and less bearing loading

5 Bearings

- Ball radial and 7300 series ball thrust bearings are standard; sleeve/ball and sleeve/pivot shoe bearings are optional. INPRO™ isolators are standard

6 Seal chambers

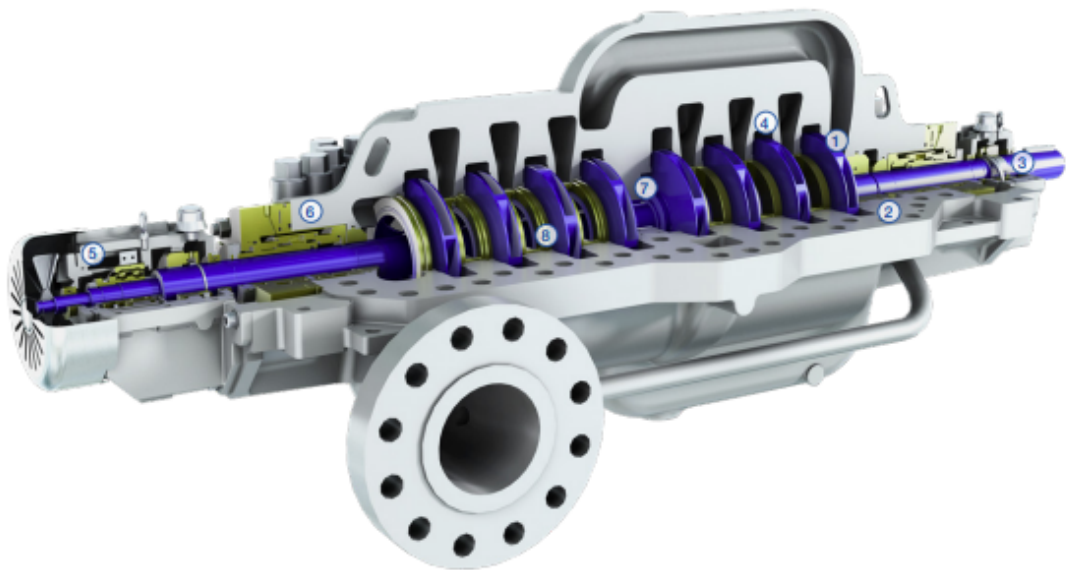
- Easy access for maintenance
- Space for tandem and double mechanical seals
- Compliance with ISO-13709 (API610) dimensions

7 Split center bushing

- Facilitates rotor dynamic balance, inspection, removal and replacement

8 Replaceable wear rings

- Pinned and axially retained impeller and case wear rings are standard



Specifications

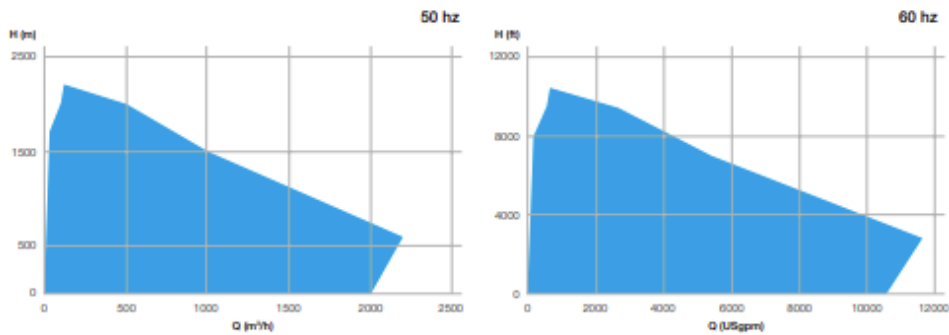
Material options

API 610 material codes: S-5, S-6, S-8, C-6, A-8, D-1, D-2

Operating data

	50 Hz	60 Hz
Pump sizes	80 to 400 mm	3 to 16 in.
Capacities	up to 3'200 m ³ /h	up to 14'000 USgpm
Heads	up to 2'900 m	up to 9'500 ft.
Pressures	up to 300 bar	up to 4'400 psi
Temperatures	up to 205°C	up to 400°F
Max. speed of rotation	over 6'000 rpm	over 6'000 rpm

Performance range



B.4 Hoja de datos de la bomba de condensado ZE/ZF, bomba de aspiración axial

Features and benefits

1 Flanges

- 300# and 600# or DIN flanges available
- Wide range of Maximum Allowable Working Pressure (MAWP); can be used on boiler circulation and energy recovery booster services

2 Pressure boundary

- MAWP up to 100 bar (1'440 psi)
- Self venting casings with double volutes on larger sizes

3 Enclosed dynamically balanced impeller

- Lowers Net Positive Suction Head required (NPSH3)
- Reduces vibration
- Maximizes bearing and seal life

4 Heavy duty radial and thrust bearings

- Long thrust bearing and radial bearing life in tough services
- Roller radial bearings handle more loads
- Ball radial bearing can be supplied when specified

5 Bearing housing

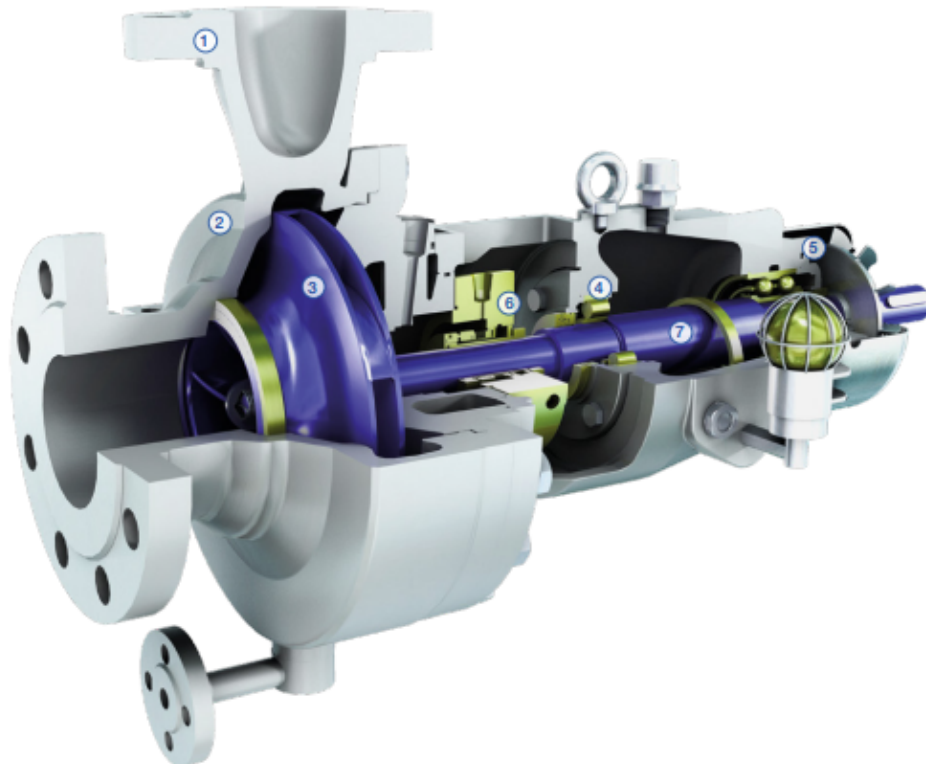
- Maximum interchangeability
- Water cooling not required when fan supplied
- Bearing isolators to match customer needs
- Pure or purge oil mist prolongs bearing life

6 Mechanical seals

- Cartridge type API 682 seals normally supplied
- Other types of seals to meet customer specifications

7 Heavy duty shaft

- Less deflection adds life to bearings, mechanical seals, and wear rings



Specifications

Materials

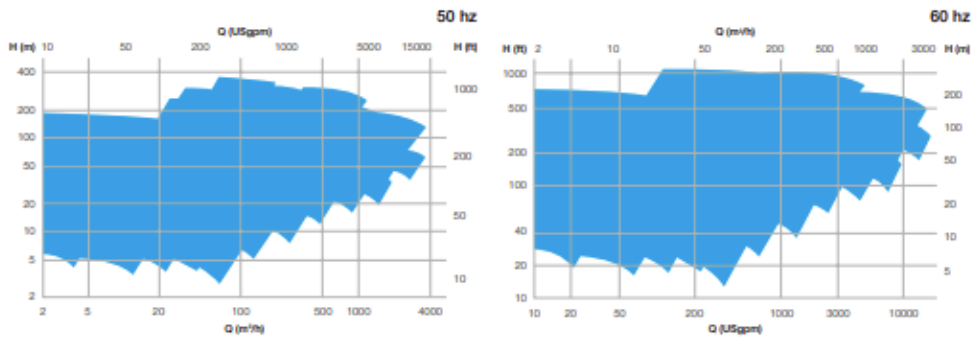
Pump part	Material
Casing	Carbon steel, chrome steel, 316 SS, duplex, superduplex
Impeller	Chrome steel, 316 SS, duplex, superduplex
Shaft	Stainless steel, duplex, superduplex

API 610 material codes S-5, S-6, S-8, C-6, A-8, D-1, D-2

Operating data

	50 Hz	60 Hz
Pump sizes	up to 400 mm	up to 16 in.
Capacities	up to 2'600 m ³ /h	up to 11'440 USgpm
Heads	up to 300 m	up 1'000 ft.
Pressures	up to 100 bar	up to 1'450 psi
Temperatures	up to 425°C	up to 800°F

Performance range



B.5 Hoja de datos de la bomba VEY, bomba vertical de sales fundidas

Features and benefits

1 Engineered suction design for optimized submergence

2 First stage impeller

- Inducer or high Suction Specific Speed (Nss) impeller for reduced NPSHr

3 Engineered bearing bushings

- Better shaft alignment and adaptation to the thermal expansion

4 Main shaft sealing by throttle bushing

- Permanent leak-off recirculation to the molten salt tank

5 Auxiliary shaft sealing deflector

- Prevents leakage of molten salt to the atmosphere

6 Efficient thermal barrier

- Heat barrier between hot/cold sections

7 Muff coupling to ease dismantling

8 Special design to allow thermal expansions

- Extended wear ring zone
- Clearances calculated considering all the relative expansions

Engineered to your needs

Thermal distortion Finite Element Analysis (FEA) at steady state and stand-by conditions are performed.

Structural modal natural frequency FEA are completed in order to identify / avoid structural resonance conditions at all the running speeds.

Lateral and torsional rotor-dynamic analysis are carried out to ensure safe behavior throughout the complete speed range.



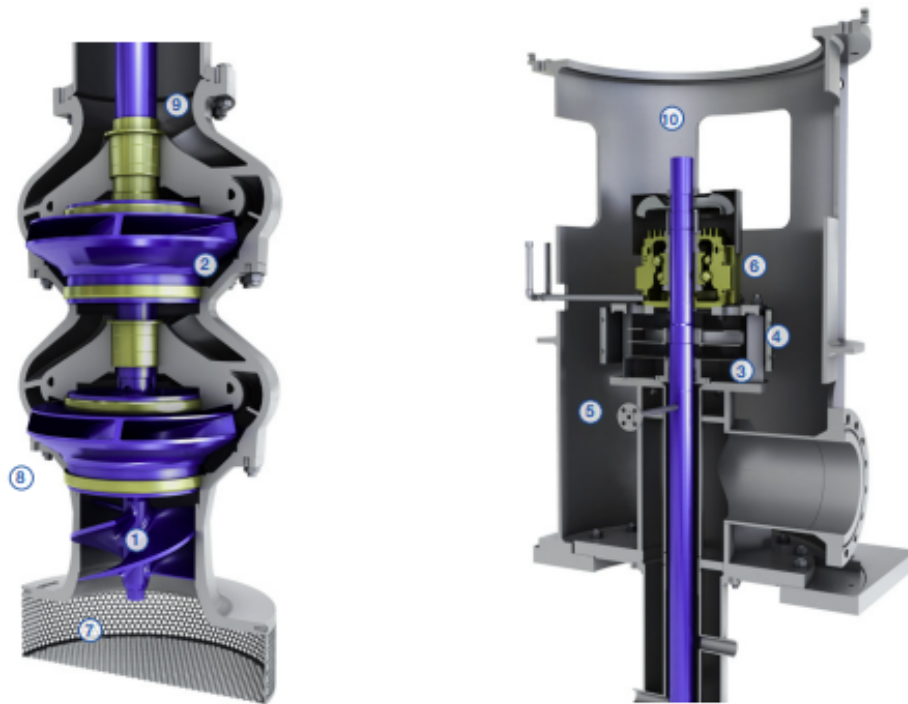
Design features

Design standards

- 1 Suction inducer for very low NPSHr
- 2 All the impellers and bowls are provided with draining holes
- 3 Efficient heat shield to limit the heat loss
- 4 Shaft fans/radiators to reduce temperature, protect and increase lifetime of the pump bearings
- 5 Nitrogen/air quench connection to allow tank blanketing
- 6 Thrust bearing located in the pump

Design options

- 7 Wide mesh suction strainer
- 8 High Nss mixed flow first stage impeller for reduced NPSHr
- 9 Interchangeable sleeves under the line shaft bearings
- 10 Thrust bearing located in the motor



Specifications

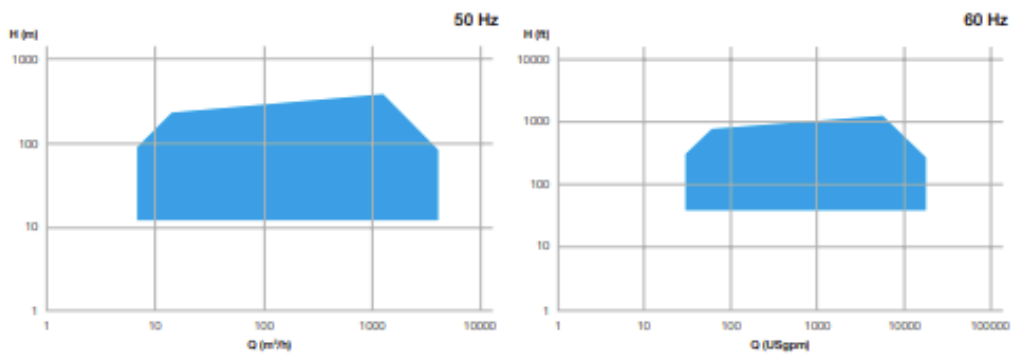
Materials

Pump part	Material
Bowl	HT carbon steel, chrome steel, HT stainless steel
Impeller	HT carbon steel, chrome steel, HT stainless steel
Shaft	HT chrome steel, HT stainless steel
Column and discharge head	HT carbon steel, HT stainless steel

Operating data

	50 Hz	60 Hz
Bowl sizes	up to 914 mm	up to 36 in.
Capacities	up to 4'000 m ³ /h	up to 17'600 USgpm
Heads	up to 380 m	up to 1'250 ft.
Pressures	up to 100 bar	up to 1'450 psi
Temperatures	up to 600°C	up to 1'100°F

Performance range



B.6 Dimensionamiento del aerocondensador

En primer lugar, para el dimensionamiento del aerocondensador se procede a determinar la superficie de intercambio térmico correspondiente al haz de tubos. Con este fin, se adopta un coeficiente global de transferencia de calor (U) de $200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, valor representativo para este tipo de equipos. A partir de este dato y empleando el método de la diferencia de temperaturas logarítmica media corregida (F-DTLM), es posible calcular la superficie necesaria mediante la relación fundamental de intercambio de calor:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot DTLM \quad (\text{B.1})$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_{Entrada} - \Delta T_{Salida}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{Entrada}}{\Delta T_{Salida}}\right)} \quad (\text{B.2})$$

El valor de F , al tratarse de un intercambiador de calor en el que uno de los fluidos experimenta un cambio de fase, se toma igual a 1. El calor intercambiado (Q) fue determinado en el capítulo 5 y tiene un valor de 24.910 kW . Con ello, se obtiene un área de intercambio del haz de tubos de $5.276,56 \text{ m}^2$.

A continuación, se procede a calcular el número de ventiladores necesarios para que el intercambio de calor se realice de manera óptima. Por motivos de ruido, se establece que el caudal de aire impulsado por los ventiladores debe estar en el rango de 5 a 10 m/s ; para este caso, se ha fijado en 8 m/s . El diámetro de cada celda del ventilador se establece en 5 metros ($D_{ventilador}$). Por lo tanto, el área de la celda del ventilador viene determinada por la siguiente fórmula:

$$A_{ventilador} = \pi \cdot \left(\frac{D_{ventilador}}{2}\right)^2 \quad (\text{B.3})$$

Para el cálculo del caudal necesario de aire se ha establecido la temperatura del aire en $30 \text{ }^\circ\text{C}$. A ello le corresponde un C_p para el aire de $1,005 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ y una densidad igual a $1,184 \text{ kg/m}^3$ (ρ_{aire}).

$$Q_{COND} = \dot{m}_{aire} \cdot C_{p_{aire}} (50 - 30) \quad (\text{B.4})$$

$$\dot{v}_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}} \quad (\text{B.5})$$

Dividiendo el caudal de aire necesario (Q_{aire}) entre la velocidad del aire (\dot{v}_{aire}) se obtiene el área total de ventiladores requerida, que asciende a $130,875 \text{ m}^2$. Al dividir esta área entre los $19,63 \text{ m}^2$ de cada celda, se concluye que serán necesarios 7 ventiladores.

$$A_{necesaria} = \frac{Q_{aire}}{\dot{v}_{aire}} \quad (\text{B.6})$$

$$\text{Ventiladores necesarios} = \frac{A_{necesaria}}{A_{ventilador}} \quad (\text{B.7})$$

Para el cálculo del consumo eléctrico del condensador, se fija el rendimiento en un 70% (η_{aero}). Por último, se impondrá una pérdida de carga de 150 Pa (ΔP).

$$\dot{W}_{aero} = \frac{\dot{v}_{aire} \cdot \Delta P}{\eta_{aero}} \quad (\text{B.8})$$

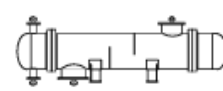
B.7 Intercambiadores carcasa y tubo

B.7.1 Hoja TEMA del economizador del GVS

TEMA Sheet

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:	Rev No.:	Job No.:							
6	Size:	489 - 1900	mm	Type:	BEM Horizontal	Connected in:		1 parallel	1 series	
7	Surf/unit(eff.)	28	m ²	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)		28	m ²	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation					Shell Side		Tube Side		
10	Fluid name					SF_IN->SF_OUT		WAT_IN->WAT_OUT		
11	Fluid quantity, Total					kg/s		67.07		
12	Vapor (In/Out)					kg/s		0 / 0		
13	Liquid					kg/s		67.07 / 67.07		
14	Noncondensable					kg/s		0 / 0		
15										
16	Temperature (In/Out)					°C		309.7 / 295		
17	Bubble / Dew point					°C		/ /		
18	Density Vapor/Liquid					kg/m ³		/ 1892.6 / 1902.4		
19	Viscosity					mPa-s		/ 2.1961 / 2.3494		
20	Molecular wt, Vap									
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat					kJ/(kg-K)		/ 3.416 / 3.41		
23	Thermal conductivity					W/(m-K)		/ 0.1059 / 0.1068		
24	Latent heat					kJ/kg				
25	Pressure (abs)					bar		5.5422 / 5.02		
26	Velocity (Mean/Max)					m/s		0.55 / 0.6		
27	Pressure drop, allow./calc.					bar		1 / 1		
28	Fouling resistance (min)					m ² -K/W		0.0002 / 0.0001 / 0.00015		
29	Heat exchanged					1321 kW		MTD (corrected)		67.2 °C
30	Transfer rate, Service					669.2		Dirty 797.7		Clean 843 W/(m ² -K)
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL									
32						Shell Side		Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure					bar		5 / / / 49 / / /		
34	Design temperature / MDMT					°C		345 / / / 290 / / /		
35	Number passes per shell							1 / / / 6 / / /		
36	Corrosion allowance					mm		3.18 / / / 3.18 / / /		
37	Connections					In mm		1 254 / / - 1 76.2 / / -		
38	Size/Rating					Out		1 304.8 / / - 1 76.2 / / -		
39	Nominal					Intermediate		/ / / / / -		
40	Tube #:	314	OD:	16	Tks. Average	1.65	mm	Length:	1900	mm
41	Tube type:	Plain	Insert:	None	Fin#:		#/m	Material:	Carbon Steel	
42	Shell	Carbon Steel	ID	488.95	OD	508	mm	Shell cover	-	
43	Channel or bonnet	Carbon Steel						Channel cover	-	
44	Tubesheet-stationary	Carbon Steel						Tubesheet-floating	-	
45	Floating head cover	-						Impingement protection	None	
46	Baffle-cross	Carbon Steel	Type	Single segmental	Cut(%d)	40.22	mm	HorizSpacing: c/c	340	mm
47	Baffle-long	-	Seal Type					Inlet	718.48	mm
48	Supports-tube	U-bend		0	Type					
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 7)					
50	Expansion joint	-	Type	None						
51	RhoV2-Inlet nozzle	1081	Bundle entrance	411	Bundle exit	409	kg/(m-s ²)			
52	Gaskets - Shell side	-	Tube side		Flat Metal Jacket Fibe					
53	Floating head	-								
54	Code requirements	ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class	R - refinery service				
55	Weight/Shell	1375.9	Filled with water	1760.6	Bundle	591.8	kg			
56	Remarks									
57										
58										

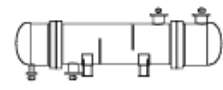


B.7.2 Hoja TEMA del evaporador del GVS

TEMA Sheet

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:			Rev No.:			Job No.:			
6	Size: 625 - 1800		mm		Type: BEM	Horizontal		Connected in: 2 parallel 1 series		
7	Surf/unit(eff.)		124.6		m ²		Shells/unit 2		Surf/shell(eff.) 62.3 m ²	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name				SF_IN->SF_OUT			WAT_IN->WAT_OUT		
11	Fluid quantity, Total				kg/s			67.07		
12	Vapor (In/Out)				kg/s			0 0 0 7.22		
13	Liquid				kg/s			67.07 67.07 7.22 0		
14	Noncondensable				kg/s			0 0 0 0		
15										
16	Temperature (In/Out)				°C			429.6 309.7 253.9 253.99		
17	Bubble / Dew point				°C			/ / 253.9 / 253.9 253.86 / 253.86		
18	Density Vapor/Liquid				kg/m ³			/ 1817 / 1893 / 793.03 21.33 /		
19	Viscosity				mPa-s			/ 0.7083 / 1.102 / 0.1045 0.0176 /		
20	Molecular wt, Vap							18.02		
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat				kJ/(kg-K)			/ 3.527 / 3.481 / 4.907 4.112 /		
23	Thermal conductivity				W/(m-K)			/ 0.0879 / 0.0957 / 0.6126 0.0515 /		
24	Latent heat				kJ/kg			1694.9 1695.1		
25	Pressure (abs)				bar			5.9782 5.5422 43.0233 42.9409		
26	Velocity (Mean/Max)				m/s			0.68 / 0.74 1.41 / 1.51		
27	Pressure drop, allow./calc.				bar			1 0.436 1 0.0824		
28	Fouling resistance (min)				m ² -K/W			0.0002 0.0001 0.00012 Ao based		
29	Heat exchanged		12241.1		kW		MTD (corrected)		148.18 °C	
30	Transfer rate, Service		663.1		Dirty		875.4		Clean 913.2 W/(m ² -K)	
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL									
32					Shell Side			Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure				bar			6 / / 47 / /		
34	Design temperature / MDMT				°C			465 / 290 /		
35	Number passes per shell							1 1		
36	Corrosion allowance				mm			3.18 3.18		
37	Connections		In		mm		1 152.4 / -		1 50.8 / -	
38	Size/Rating		Out				1 152.4 / -		1 152.4 / -	
39	Nominal		Intermediate				/ -		/ -	
40	Tube #: 774		OD: 16		Tks. Average 1.65		mm		Length: 1800 mm Pitch: 20 mm Tube pattern:30	
41	Tube type: Plain		Insert:None		Fin#:		#/m		Material:Carbon Steel	
42	Shell Carbon Steel		ID 625		OD 645		mm		Shell cover -	
43	Channel or bonnet Carbon Steel								Channel cover -	
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel								Tubesheet-floating -	
45	Floating head cover -								Impingement protection None	
46	Baffle-cross Carbon Steel		Type		Single segmental		Cut(%d) 38.91		HorizSpacing: c/c 500 mm	
47	Baffle-long -		Seal Type				Inlet		550.48 mm	
48	Supports-tube U-bend		0				Type			
49	Bypass seal				Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'I')			
50	Expansion joint -				Type		None			
51	RhoV2-Inlet nozzle 2172		Bundle entrance		377		Bundle exit		365 kg/(m ² -s)	
52	Gaskets - Shell side -		Tube side				Flat Metal Jacket Fibe			
53	Floating head -									
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class		R - refinery service			
55	Weight/Shell		2289.2		Filled with water		2882.1		Bundle 1146.4 kg	
56	Remarks									
57										
58										



B.7.3 Hoja TEMA del sobrecalentador del GVS

TEMA Sheet

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:		Rev No.:			Job No.:				
6	Size: 489 - 4200		mm		Type: BEM Horizontal		Connected in: 1 parallel 1 series			
7	Surf/unit(eff.)		70.2 m ²		Shells/unit 1		Surf/shell(eff.) 70.2 m ²			
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name				SF_IN->SF_OUT			WATER_IN->WATER_OUT		
11	Fluid quantity, Total				kg/s 67.07			7.22		
12	Vapor (In/Out)				kg/s 0 0			7.22 7.22		
13	Liquid				kg/s 67.07 67.07			0 0		
14	Noncondensable				kg/s 0 0			0 0		
15										
16	Temperature (In/Out)				°C 465 429.6			253.9 439.49		
17	Bubble / Dew point				°C / /			253.9 / 253.9 253.15 / 253.15		
18	Density Vapor/Liquid				kg/m ³ / 1794.3 / 1816.8			21.36 / 13.35 /		
19	Viscosity				mPa-s / 0.5374 / 0.6045			0.0176 / 0.0261 /		
20	Molecular wt, Vap							18.02 18.02		
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat				kJ/(kg-K) / 3.555 / 3.543			4.122 / 2.329 /		
23	Thermal conductivity				W/(m-K) / 0.0825 / 0.0848			0.0515 / 0.0634 /		
24	Latent heat				kJ/kg					
25	Pressure (abs)				bar 6.1792 5.9782			42.9236 42.41		
26	Velocity (Mean/Max)				m/s 0.72 / 0.83			1.31 / 1.35		
27	Pressure drop, allow./calc.				bar 0.5 0.201			1 0.5136		
28	Fouling resistance (min)				m ² -K/W 0.0002			0.0001 0.00013 Ao based		
29	Heat exchanged		3641 kW		MTD (corrected) 81.67 °C					
30	Transfer rate, Service		634.8 Dirty 641.8		Clean 811.7		W/(m ² -K)			
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL									
32					Shell Side			Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure				bar 6 / /			47 / /		
34	Design temperature / MDMT				°C 500 / /			475 / /		
35	Number passes per shell				1			2		
36	Corrosion allowance				mm 3.18			3.18		
37	Connections		In mm 1 254 / -		1 203.2 / -					
38	Size/Rating		Out 1 203.2 / -		1 203.2 / -					
39	Nominal		Intermediate / -		/ -					
40	Tube #: 351 OD: 16 Tks. Average 1.65 mm Length: 4200 mm Pitch: 20 mm Tube pattern:30									
41	Tube type: Plain				Insert:None			Fin#: #/m Material:Carbon Steel		
42	Shell Carbon Steel		ID 488.95 OD 508		mm		Shell cover -			
43	Channel or bonnet Carbon Steel							Channel cover -		
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel -							Tubesheet-floating -		
45	Floating head cover -							Impingement protection None		
46	Baffle-cross Carbon Steel		Type Single segmental		Cut(%d) 39.66		HorizSpacing: c/c 310 mm			
47	Baffle-long -		Seal Type			Inlet 595.48		mm		
48	Supports-tube U-bend		0			Type				
49	Bypass seal				Tube-tubesheet joint			Expanded only (2 grooves)(App.A Y)		
50	Expansion joint -				Type None					
51	RhoV2-Inlet nozzle 1194		Bundle entrance 429		Bundle exit 626		kg/(m ² -s)			
52	Gaskets - Shell side -				Tube side			Flat Metal Jacket Fibe		
53	Floating head -									
54	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class R - refinery service					
55	Weight/Shell 2754.8		Filled with water 3537		Bundle 1350.1		kg			
56	Remarks									
57										
58										

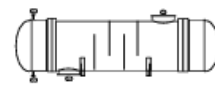


B.7.4 Hoja TEMA del intercambiador de calor para precalentamiento de agua "PRECA"

TEMA Sheet

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:		Rev No.:		Job No.:					
6	Size: 1990 - 5000		mm		Type: BEM Horizontal		Connected in: 4 parallel 1 series			
7	Surf/unit(eff.)		3340.2 m ²		Shells/unit 4		Surf/shell(eff.) 835 m ²			
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT									
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name				GAS_IN->GAS_OUT			WAT_IN->WAT_OUT		
11	Fluid quantity, Total				70.4			7.22		
12	Vapor (In/Out)				kg/s 70.4		70.4		0 0	
13	Liquid				kg/s 0		0		7.22 7.22	
14	Noncondensable				kg/s 0		0		0 0	
15										
16	Temperature (In/Out)				°C 233.9		219.83		180.7 215	
17	Bubble / Dew point				°C /		/		255.38 / 255.38 255.31 / 255.31	
18	Density Vapor/Liquid				kg/m ³ 0.8 /		0.77 /		/ 888.44 / 848.27	
19	Viscosity				mPa-s 0.0257 /		0.0252 /		/ 0.1506 / 0.1254	
20	Molecular wt, Vap				28.21		28.21			
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat				kJ/(kg-K) 1.119 /		1.115 /		/ 4.393 / 4.564	
23	Thermal conductivity				W/(m-K) 0.0389 /		0.038 /		/ 0.6734 / 0.6511	
24	Latent heat				kJ/kg					
25	Pressure (abs)				bar 1.0214		1.0162		43.5 43.45034	
26	Velocity (Mean/Max)				m/s 22.03 / 29.21			1.41 / 1.47		
27	Pressure drop, allow./calc.				bar 0.1		0.0052		0.535 0.04966	
28	Fouling resistance (min)				m ² -K/W 0.0005		0.0005		0.0001 0.00015 Ao based	
29	Heat exchanged 1107				kW		MTD (corrected) 24.4		°C	
30	Transfer rate, Service 13.6		Dirty 84.6		Clean 101		W/(m ² -K)			
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL							Sketch		
32					Shell Side			Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure				bar 3 / /		48 / /			
34	Design temperature / MDMT				°C 270 / /		250 / /			
35	Number passes per shell				1		6			
36	Corrosion allowance				mm 3.18		3.18			
37	Connections		In mm 863.6 /		- 1		31.75 /		-	
38	Size/Rating		Out 1 812.8 /		- 1		31.75 /		-	
39	Nominal		Intermediate /		-		/		-	
40	Tube #: 1218		OD: 16		Tks. Average 1.28		mm		Length: 5000 mm Pitch: 47 mm Tube pattern:90	
41	Tube type: Lowfin tube		Insert:None		Fin#:748		#/m		Material:Carbon Steel	
42	Shell Carbon Steel		ID 1990		OD 2016		mm		Shell cover -	
43	Channel or bonnet Carbon Steel								Channel cover -	
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel								Tubesheet-floating -	
45	Floating head cover -								Impingement protection None	
46	Baffle-cross Carbon Steel		Type Single segmental		Cut(%d) 29.92		HorizSpacing: c/c 565		mm	
47	Baffle-long -		Seal Type				Inlet 1480.98		mm	
48	Supports-tube U-bend		0		Type					
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'I')					
50	Expansion joint -		Type None							
51	RhoV2-Inlet nozzle 1229		Bundle entrance 221		Bundle exit 278		kg/(m-s ²)			
52	Gaskets - Shell side -		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe					
53	Floating head -									
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinery service					
55	Weight/Shell 33879.5		Filled with water 51761		Bundle 15589.2		kg			
56	Remarks									
57										
58										



B.7.5 Hoja TEMA del intercambiador de calor para agua a procesos "AP"

TEMA Sheet

Heat Exchanger Specification Sheet

1	Company:					
2	Location:					
3	Service of Unit:			Our Reference:		
4	Item No.:			Your Reference:		
5	Date:		Rev No.:		Job No.:	
6	Size: 800 - 5400 mm		Type: BEM Horizontal		Connected in: 2 parallel 1 series	
7	Surf/unit(eff.) 113.5 m ²		Shells/unit 2		Surf/shell(eff.) 56.7 m ²	
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT					
9	Fluid allocation		Shell Side		Tube Side	
10	Fluid name		GASIN->GASOUT		WAT_IN->WAT_OUT	
11	Fluid quantity, Total		70.4		12.41	
12	Vapor (In/Out)		70.4		0	
13	Liquid		0		12.41	
14	Noncondensable		0		0	
15						
16	Temperature (In/Out)		233.9		145.62	
17	Bubble / Dew point		-223.74 / 77.27		-227.02 / 62.39	
18	Density Vapor/Liquid		3.35 /		1.88 /	
19	Viscosity		0.0257 /		0.0224 /	
20	Molecular wt, Vap		28.21		28.21	
21	Molecular wt, NC					
22	Specific heat		1.119 /		1.097 /	
23	Thermal conductivity		0.0389 /		0.0331 /	
24	Latent heat				2087.9	
25	Pressure (abs)		1.06		1.025	
26	Velocity (Mean/Max)		38.2 / 41.3		1.7 / 2.06	
27	Pressure drop, allow./calc.		1		0.035	
28	Fouling resistance (min)		5E-05		0.0001 0.00012 Ao based	
29	Heat exchanged 6791 kW		MTD (corrected)		87.15 °C	
30	Transfer rate, Service 686.7		Dirty 716.6		Clean 817.8 W/(m ² -K)	
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL				Sketch	
32			Shell Side		Tube Side	
33	Design/Vacuum/test pressure bar		6 / / /		7 / / /	
34	Design temperature / MDMT °C		270 /		180 /	
35	Number passes per shell		1		6	
36	Corrosion allowance mm		3.18		3.18	
37	Connections In mm		1 558.8 / -		1 50.8 / -	
38	Size/Rating Out		1 558.8 / -		1 76.2 / -	
39	Nominal Intermediate		/ -		/ -	
40	Tube #: 262 OD: 13 Tks. Average 1.2 mm Length: 5400 mm Pitch: 38 mm Tube pattern:30					
41	Tube type: Plain		Insert:None		Fin#: #/m Material:Carbon Steel	
42	Shell Carbon Steel		ID 800 OD 824		mm Shell cover -	
43	Channel or bonnet Carbon Steel				Channel cover -	
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel				Tubesheet-floating -	
45	Floating head cover -				Impingement protection None	
46	Baffle-cross Carbon Steel		Type Single segmental		Cut(%d) 39.72	
47	Baffle-long -		Seal Type		HorizSpacing: c/c 345 mm	
48	Supports-tube U-bend		0		Inlet 753.98 mm	
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'I')	
50	Expansion joint -		Type None			
51	RhoV2-Inlet nozzle 7074		Bundle entrance 3037		Bundle exit 6781 kg/(m-s ²)	
52	Gaskets - Shell side -		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head -					
54	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinery service			
55	Weight/Shell 3307.1		Filled with water 6230.5		Bundle 1217.7 kg	
56	Remarks					
57						
58						



B.8 Cálculos HRSG

Como se explicó en el capítulo del que surge este anexo, el método para dimensionar las diversas zonas del HRSG será el F-DTLM.

A continuación, se muestra cómo se calcularía el área de cada una de las zonas del HRSG.

Los datos de partida se muestran en la tabla B.1. Destacar que para el caso del evaporador al existir un cambio de fase de uno de los fluidos "F" toma el valor de 1.

Tabla B.1 Datos de partida para el dimensionamiento del HRSG.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Economizador		
Calor intercambiado	kW	2.427
Temperatura entrada / salida agua	° C	180.7 / 253.9
Temperatura entrada / salida gases	° C	263.9 / 233.9
Evaporador		
Calor intercambiado	kW	12.236
Temperatura entrada / salida agua	° C	253.9
Temperatura entrada / salida gases	° C	415 / 263.9
Factor de corrección "F"	-	1
Sobrecalentador		
Calor intercambiado	kW	3.641
Temperatura entrada / salida agua	° C	253.9 / 440
Temperatura entrada / salida gases	° C	460 / 415

Las ecuaciones de las que se partirán son las siguientes:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot DTLM \quad (B.9)$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_{Entrada} - \Delta T_{Salida}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{Entrada}}{\Delta T_{Salida}}\right)} \quad (B.10)$$

Para los equipos en los que ninguno de los fluidos experimenta un cambio de fase, es necesario ajustar el factor de corrección en función del intercambiador de calor utilizado y las temperaturas de operación.

La correlación que más se asemeja a un HRSG es un intercambiador de flujo cruzado de un solo paso sin mezcla entre fluidos [49].

Para la obtención de "F" se calcularán previamente los parámetros "P" y "R" cuya ecuación se muestra a en la figura B.1. Una vez obtenidos dichos valores se entra en la tabla mostrada en la figura referenciada anteriormente y se obtiene el valor "F".

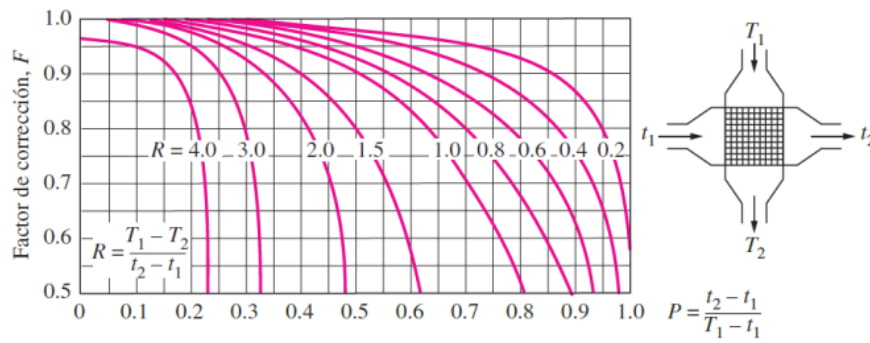


Figura B.1 Factor de corrección "F" para un intercambiador de flujo cruzado sin mezcla entre fluidos [49].

B.8.1 Economizador

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{253,9 - 180,7}{263,9 - 180,7} = 0,88 \quad (\text{B.11})$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{263,9 - 233,9}{253,9 - 180,7} = 0,41 \quad (\text{B.12})$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_{Entrada} - \Delta T_{Salida}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{Entrada}}{\Delta T_{Salida}}\right)} = \frac{(263,9 - 253,9) - (233,9 - 180,7)}{\ln\left(\frac{263,9 - 253,9}{233,9 - 180,7}\right)} = 25,84 \quad (\text{B.13})$$

$$2.427 \cdot 10^3 = 100 \cdot A \cdot 0,81 \cdot 25,84 \quad (\text{B.14})$$

Resultando un área de $1.159,56 \text{ m}^2$.

B.8.2 Evaporador

$$DTLM = \frac{\Delta T_{Entrada} - \Delta T_{Salida}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{Entrada}}{\Delta T_{Salida}}\right)} = \frac{(415 - 253,9) - (263,9 - 253,9)}{\ln\left(\frac{415 - 253,9}{263,9 - 253,9}\right)} = 54,36 \quad (\text{B.15})$$

$$12.236 \cdot 10^3 = 170 \cdot A \cdot 1 \cdot 54,36 \quad (\text{B.16})$$

Resultando un área de $1.324,07 \text{ m}^2$.

B.8.3 Sobrecalentador

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{440 - 253,9}{460 - 253,9} = 0,9 \quad (\text{B.17})$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{460 - 415}{440 - 253,9} = 0,24 \quad (\text{B.18})$$

$$DTLM = \frac{\Delta T_{Entrada} - \Delta T_{Salida}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{Entrada}}{\Delta T_{Salida}}\right)} = \frac{(460 - 440) - (415 - 253,9)}{\ln\left(\frac{460 - 440}{415 - 253,9}\right)} = 67,63 \quad (\text{B.19})$$

$$3.641 \cdot 10^3 = 100 \cdot A \cdot 0,86 \cdot 67,63 \quad (\text{B.20})$$

Resultando un área de $664,65 \text{ m}^2$.

Anexo C

Cálculo de cargas

En este anexo se procede a demostrar el cálculo realizado para la obtención del consumo de las bombas principales del ciclo. Los datos de partida son los mostrados en la tabla 6.1.

En primer lugar, se procede a calcular la potencia hidráulica ofrecida por la bomba a través de la siguiente ecuación:

$$P_{hidraulica} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (C.1)$$

- ρ : Densidad del fluido en kg/m^3 .
- g : Valor de la gravedad.
- Q : Caudal volumétrico (m^3/s).
- H : Altura manométrica (m).

A continuación, se divide la $P_{hidraulica}$ por el rendimiento eléctrico del motor ($\eta_{elctrico}$) establecido en 0.95 y por el factor de potencia ("FP") que toma un valor de 0.8 para todos los equipos de la planta.

Por último, se muestra el ejemplo numérico del consumo de "BAP".

$$P_{hidraulica} = 890 \cdot 9,81 \cdot \frac{58,41}{3600} \cdot 371,1 = 52,516 \text{ kW} \quad (C.2)$$

$$P_{elctrica} = \frac{52,516}{0,98} = 53,22 \text{ kWe} \quad (C.3)$$

$$S_n = \frac{P_{elctrica}}{FP} = \frac{53,22}{0,8} = 66,53 \text{ kWe} \quad (C.4)$$

Para obtener el consumo eléctrico y la potencia aparente del equipo, se divide entre el rendimiento eléctrico y, posteriormente, entre el factor de potencia para obtener cada uno de los resultados.

El consumo eléctrico del aerocondensador fue calculado en el anexo B.6.

Anexo D
Evaluación financiera

D.1 Estimación del CAPEX

D.1.1 Metodología para el cálculo del coste de adquisición de equipos

Para el cálculo de los costes de los equipos e instalaciones de la planta de potencia se recurrirá a la Ley de Boehm la cual establece: "*Conocido el coste y tamaño de un equipo de referencia, se puede estimar el coste de un equipo de tamaño conocido*", dicha ley viene definida por la ecuación que se procede a mostrar:

$$C_2 = C_{REF} \cdot \left(\frac{S_2}{S_{REF}}\right)^\alpha \quad (D.1)$$

- C_2 : Precio del equipo de la planta.
- C_{REF} : Precio del equipo de referencia.
- S_2 : Tamaño del equipo de la planta.
- S_{REF} : Tamaño del equipo de referencia.
- α : Coeficiente de escalado.

Tanto el tamaño como el coste de los equipos de referencia se obtienen de la bibliografía. Los tamaños de los equipos a estudiar se han determinado en los capítulos anteriores.

Finalmente, el coeficiente de escalado refleja el efecto de las economías de escala, es decir, que el coste del equipo no aumenta de manera lineal con su tamaño. Será igualmente tomado de la bibliografía [52].

En la tabla D.1 se muestran los coeficientes de escalado establecidos para los equipos principales. Para el resto de equipos se establece un coeficiente de escalado con un valor de 0,8.

Tabla D.1 Coeficientes de escalado de los equipos principales [52].

COEFICIENTES DE ESCALADO DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES		
EQUIPO	PARÁMETRO CARACTERÍSTICO	COEFICIENTE DE ESCALADO
Turbina de gas	Potencia nominal, MW	0,54
Turbina de vapor	Potencia nominal, MW	0,68
HRSG	Potencia nominal, MWth	0,45
Aerocondensador	Potencia, MWth	0,64
Receptor solar	Potencia nominal, MWth	0,62
Intercambiadores de calor	Potencia nominal, MWth	0,67
Bomba de condensado	Potencia bomba, kW	0,43
Bomba de alimentación	Potencia bomba, kW	0,59
Resto de equipos	Potencia planta, MW	0.8

El siguiente paso es actualizar los costos al año actual, en este caso 2025. Dicha actualización se hará a través del parámetro Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI), se trata de un índice económico desarrollado y publicado por la revista Chemical Engineering.

Su principal función es actualizar los costes históricos de equipos y plantas químicas a valores actuales, teniendo en cuenta la inflación y la variación de los precios en materia prima, mano de obra, etc.

El objetivo es actualizar a 2025, pero dado que los últimos datos disponibles son de 2024, se usará este año como aproximación. Por otro lado, se actualizarán respecto a los precios de 2016 (tabla D.2) a través de la siguiente ecuación [52] [58]:

$$COSTE_{2024} = COSTE_{2016} \cdot \left(\frac{CEPCI_{2024}}{CEPCI_{2016}} \right) \quad (D.2)$$

Tabla D.2 Valores del parámetro CEPCI para los años 2016 y 2024 [52] [58].

CEPCI	
AÑO	VALOR
2016	541,7
2024	800,3

Con todo ello, se muestra en el anexo D.1.1 la estimación de los costes de los diferentes equipos y sistemas de la planta. Dicho valor asciende a una cantidad de 96.147.022,19 €.

Costes de adquisición de equipos

Tabla D.3 Costes asociados a la disciplina de eléctrica.

ITEM	UNIDADES	COSTE TOTAL
Subestación	1	1.870.512,75
Transformador principal	3	3.588.140,88
Transformadores de servicios auxiliares	7	1.222.068,33
Transformadores de distribución	3	748.205,1
Barras fase aislada	1	74.820,51
Infraestructura MT	1	685.854,67
Infraestructura BT	1	374.102,55
Interruptor generación	1	187.051,27
Equipos medida producción	1	124.700,85
Generador de emergencia	1	62.350,42
Sistema DC	1	62.350,42
Montaje eléctrico	1	1.247.008,5
COSTE TOTAL		10.247.166,26

Tabla D.4 Costes asociados a la disciplina de mecánica.

ITEM	UNIDADES	COSTE TOTAL
Turbina de gas	2	32.047.943,28
HRSG	2	5.636.427,54
Turbina de vapor	1	6.981.622,97
Aerocondensador	1	10.747.476,21
Generador de vapor solar (GVS)	1	141.068,00
Receptor solar	1	5,880,403.51
Campo solar	2	5,739,042.67
Intercambiador de calor "AP"	1	1,010,742.00
Intercambiador de calor "PRECA"	2	427,893.00
Bomba condensado	2	85.989,51
Bomba alimentación	2	252.749,51
Bomba de sales fundidas	1	206.857,25
Auxiliar: aire comprimido	1	134.541,4
Auxiliar: tratamiento agua y efluentes	1	1,247.008,5
Auxiliar: protección contra incendios	1	249.401,7
Auxiliar: dosificación química	1	62.350,42
Auxiliar: estación regulación y medida gas	1	49.880,34
Auxiliar: refrigeración auxiliar	1	374.102,55
Auxiliar: tanques	1	173.388,13
Auxiliar: climatización	1	113.353,47
Montaje mecánico	1	6.235.042,49
COSTE TOTAL (€)		77.797.284,45 €

Tabla D.5 Costes asociados a la disciplina de civil.

ITEM	UNIDADES	COSTE TOTAL
Obra civil BOP	1	4.988.033,99
COSTE TOTAL		4.988.033,99

Tabla D.6 Costes asociados a la disciplina de instrumentación y control.

ITEM	UNIDADES	COSTE TOTAL
DCS	1	187.051,27
Sistema de comunicaciones	1	62.350,42
Estación meteorológica	1	50.000,00
Sistema muestreo vapor	1	119.701,3
Sistema muestreo emisiones	1	263.767,92
Instrumentación	1	124.700,85
Válvulas de control	1	249.401,7
Auxiliar: I&C	1	187.051,27
Montaje I&C	1	1.870.512,75
COSTE TOTAL		3.114.537,5

D.2 Estimación del OPEX

Operación y mantenimiento

Esta partida se ha establecido como un 1,5% del coste total de los equipos.

Coste del seguro y salarios

Se establece que el seguro tendrá un valor de 150.000 € por año. Por otro lado, el número de operarios que trabajarán en la planta serán 15 con un salario anual de 35.000 €.

Gas natural

Para esta partida resulta necesario estimar las horas anuales que operará la planta de potencia. Se ha estimado que tendrá una disponibilidad anual del 80% lo que corresponde a un total de 7.008 horas anuales.

Cabe señalar que, al tratarse de una planta hibridada con energía termosolar, la generación eléctrica no será constante a lo largo del día. En el denominado "Modo noche", la planta operará con las tres turbinas activas, entregando a la red una potencia de 57,72 MWe. En cambio, durante el "Modo solar", una de las turbinas de gas permanecerá apagada, por lo que la potencia vertida a la red será de 34,62 MWe.

Por lo tanto, resulta necesario determinar el tiempo durante el cual la planta de potencia opera en "Modo solar".

En primer lugar, se debe establecer un valor de DNI_{min} , el cual define el umbral mínimo de radiación directa normal a partir del cual la tecnología termosolar es incapaz de sostener los requerimientos térmicos del ciclo. Dicho valor se encuentra en torno a 400 W/m^2 . Tal como se mencionó al final del capítulo 5, aunque no en todas las horas del día se alcance la irradiancia suficiente para entregar la potencia térmica máxima al ciclo, en el presente análisis se asumirá que así ocurre.

El software SAM proporciona los archivos TMY correspondientes al día representativo de cada mes, así como al día representativo del año. En la figura D.1 se muestra este último, donde se observa que la tecnología termosolar puede permanecer operativa un promedio de 8 horas diarias en el emplazamiento seleccionado.

Con ello se establece que el "Modo solar" estará operativo unas 2.336 horas al año, mientras que el resto funcionará el "Modo noche".

El siguiente paso es determinar el precio del gas natural a la fecha actual. Para ello se acude al MIBGAS (Mercado Ibérico del Gas) el cual establece un precio del gas natural de 31,9 €/MWh.

Además, será necesario el caudal de combustible empleado por cada turbina de gas y el poder calorífico correspondiente. Dichos parámetros han sido hallados en el anexo A.1.

Con todo ello, se procede a calcular el consumo de gas natural en cada modo de operación con la ecuación que se muestra a continuación:

$$\text{Coste gas natural anual} = \dot{m}_{\text{comb}} \cdot \text{Precio}_{GN} \cdot \text{Horas}_{\text{ModoOP}} \cdot \text{PCI} \quad (\text{D.3})$$

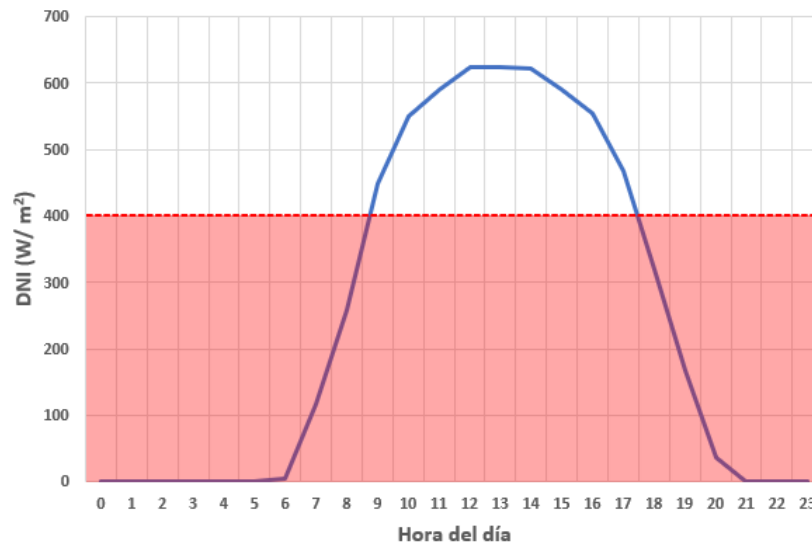


Figura D.1 TMY del perfil horario de la DNI correspondiente en Cañada Rosal, obtenido mediante SAM.

Tabla D.7 Resumen de costes del combustible usado en la planta de potencia.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Precio del gas natural	€/MWh	31,9
Caudal de combustible por TG	kg/s	1,38
Poder Calórico Inferior	kJ/kg	42.533
Coste del GN "Modo noche"	€/año	17.495.590,91
Coste del GN "Modo solar"	€/año	8.747.795,46
TOTAL GASTO GN anual		26.243.386,37 €

Agua

Aunque no constituye uno de los gastos principales de la planta, en particular en las centrales de ciclo combinado que utilizan aerocondensadores como sistema de condensación, la presencia de un campo solar de heliostatos genera un consumo adicional que resulta conveniente considerar.

El precio de agua en Andalucía se encuentra a día de hoy a $1,92 \text{ €/m}^3$. Para estimar el consumo en el lavado de los heliostatos se recurre al software SAM, que proporciona los datos tanto el agua que gasta por metro cuadrado de heliostato como el número de lavados al año.

Por último, se establece un consumo de agua para la planta de potencia que es objeto de estudio de $0,01 \text{ m}^3/\text{MWh}$. En la tabla D.8 se muestran los datos recopilados así como el consumo anual de agua [59] [60].

Tabla D.8 Resumen de costes del agua utilizada en la planta de potencia.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Precio del agua	€/m ³	1,9
Número de heliostatos	-	313
Área heliostatos	m ²	144.37
Agua usada por lavado	L/m ²	0,7
Lavados por año	-	63
Coste total de agua para limpieza de heliostatos	€/año	3.786,29 €
Consumo de agua en la planta de potencia	m ³ /MWh	0,01
Coste de agua del ciclo combinado	€/año	7.685,53 €

D.3 Ingresos por la venta de energía eléctrica

Para la estimación de los ingresos derivados de la venta de electricidad al mercado, se recurrirá al OMIE (Operador del Mercado Ibérico de la Energía) que establece un precio de venta de 93,34 €/MWh.

La producción energética de la planta se obtiene a partir de la potencia eléctrica disponible en cada modo de operación y de las horas de funcionamiento asociadas. Asimismo, siguiendo lo indicado en el capítulo 8, se ha aplicado un porcentaje de autoconsumo del 4,7 %.

De este modo, los ingresos por venta de energía eléctrica de la planta se calculan mediante la siguiente expresión:

$$\text{Ingresos} = E_{\text{vertida a la red}} \cdot \text{Precio}_{\text{venta}} \quad (\text{D.4})$$

En la Tabla D.9 se recogen los valores empleados para este cálculo.

Tabla D.9 Cálculos de ingresos por la venta de energía eléctrica.

PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Precio de venta (OMIE)	€/MWh	99.2
PE de la planta en "Modo solar"	MWe	34,62
PE de la planta en "Modo noche"	MWe	57,72
Consumo de la planta	%	4.7
Energía eléctrica anual neta generada en "Modo solar"	MWh	77.071,32
Energía eléctrica anual neta generada en "Modo noche"	MWh	256.993,45
Energía eléctrica anual vertida a la red	MWh	334.064,77
Ingresos por la venta		33.139.225,43 €

D.4 Análisis financiero

Sistema francés

El sistema francés de amortización se utiliza para préstamos o créditos en los que se desea pagar una cuota fija periódica durante toda la vida del préstamo. Este sistema permite planificar los pagos de manera constante, aunque la proporción de intereses y capital cambie cada período. En la imagen D.2, se muestran los valores aplicados al proyecto.

La cuota fija periódica se calcula a través de la siguiente fórmula:

$$C = \frac{P \cdot i}{1 - (1 + i)^{-n}} \quad (\text{D.5})$$

- C : cuota a pagar cada período
- P : capital inicial del préstamo
- i : interés por periodo
- n : número total de períodos

Cada cuota constante se divide en:

$$C = I_t + A_t \quad (\text{D.6})$$

- I_t = interés del período "t" = $P_{t-1} \cdot i$
- A_t = amortización del capital = $C - I_t$
- P_t = capital pendiente después del pago t = $P_{t-1} - A_t$

AÑOS	TÉRMINO AMORTIZATIVO	CUOTA INTERÉS	CUOTA AMORTIZACIÓN	TOTAL AMORTIZADO	CAPITAL VIVO
0					59,707,300.78 €
1	4,670,706.19 €	3,582,438.05 €	1,088,268.15 €	1,088,268.15 €	58,619,032.64 €
2	4,670,706.19 €	3,517,141.96 €	1,153,564.24 €	2,241,832.38 €	57,465,468.40 €
3	4,670,706.19 €	3,447,928.10 €	1,222,778.09 €	3,464,610.47 €	56,242,690.31 €
4	4,670,706.19 €	3,374,561.42 €	1,296,144.77 €	4,760,755.25 €	54,946,545.54 €
5	4,670,706.19 €	3,296,792.73 €	1,373,913.46 €	6,134,668.71 €	53,572,632.07 €
6	4,670,706.19 €	3,214,357.92 €	1,456,348.27 €	7,591,016.98 €	52,116,283.81 €
7	4,670,706.19 €	3,126,977.03 €	1,543,729.17 €	9,134,746.14 €	50,572,554.64 €
8	4,670,706.19 €	3,034,353.28 €	1,636,352.92 €	10,771,099.06 €	48,936,201.72 €
9	4,670,706.19 €	2,936,172.10 €	1,734,534.09 €	12,505,633.15 €	47,201,667.63 €
10	4,670,706.19 €	2,832,100.06 €	1,838,606.14 €	14,344,239.28 €	45,363,061.50 €
11	4,670,706.19 €	2,721,783.69 €	1,948,922.50 €	16,293,161.79 €	43,414,139.00 €
12	4,670,706.19 €	2,604,848.34 €	2,065,857.85 €	18,359,019.64 €	41,348,281.14 €
13	4,670,706.19 €	2,480,896.87 €	2,189,809.32 €	20,548,828.96 €	39,158,471.82 €
14	4,670,706.19 €	2,349,508.31 €	2,321,197.88 €	22,870,026.85 €	36,837,273.93 €
15	4,670,706.19 €	2,210,236.44 €	2,460,469.76 €	25,330,496.61 €	34,376,804.18 €
16	4,670,706.19 €	2,062,608.25 €	2,608,097.94 €	27,938,594.55 €	31,768,706.23 €
17	4,670,706.19 €	1,906,122.37 €	2,764,583.82 €	30,703,178.37 €	29,004,122.41 €
18	4,670,706.19 €	1,740,247.34 €	2,930,458.85 €	33,633,637.22 €	26,073,663.56 €
19	4,670,706.19 €	1,564,419.81 €	3,106,286.38 €	36,739,923.60 €	22,967,377.18 €
20	4,670,706.19 €	1,378,042.83 €	3,292,663.56 €	40,032,587.16 €	19,674,713.62 €
21	4,670,706.19 €	1,180,482.82 €	3,490,223.38 €	43,522,810.54 €	16,184,490.25 €
22	4,670,706.19 €	971,069.41 €	3,699,636.78 €	47,222,447.31 €	12,484,853.47 €
23	4,670,706.19 €	749,091.21 €	3,921,614.99 €	51,144,062.30 €	8,563,238.48 €
24	4,670,706.19 €	513,794.31 €	4,156,911.88 €	55,300,974.18 €	4,406,326.60 €
25	4,670,706.19 €	264,379.60 €	4,406,326.60 €	59,707,300.78 €	0.00 €
TOTAL	116,767,854.84 €	57,060,354.06 €	59,707,300.78 €		

Figura D.2 Valores obtenidos del sistema francés.

Flujos de caja

A continuación, se presentan los flujos de caja anuales de la inversión para el caso base.

AÑO	0	1	2	3	4	5
INVERSIÓN INICIAL	-39,804,867.19					
VENTA ELECTRICIDAD		33,139,225.43	33,802,009.94	34,478,050.14	35,167,611.14	35,870,963.36
CONSUMO GAS NATURAL		27,477,401.40	28,026,949.43	28,587,488.42	29,159,238.19	29,742,422.95
CONSUMO AGUA		11,471.82	11,643.90	11,818.56	11,995.83	12,175.77
O & M		1,442,205.33	1,471,049.44	1,500,470.43	1,530,479.84	1,561,089.43
SALARIOS		525,000.00	535,500.00	546,210.00	557,134.20	568,276.88
SEGUROS		200,000.00	203,000.00	206,045.00	209,135.68	212,272.71
VENTA DE EQUIPOS						
AMORTIZACIÓN ANUAL		3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22
INTERÉS PRÉSTAMO		3,582,438.05	3,517,141.96	3,447,928.10	3,374,561.42	3,296,792.73
AMORTIZACIÓN PRÉSTAMO		1,088,268.15	1,153,564.24	1,222,778.09	1,296,144.77	1,373,913.46
CUOTA TOTAL		4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19
OPEX		29,656,078.55	30,248,142.77	30,852,032.40	31,467,983.73	32,096,237.75
BASE IMPONIBLE		-3,224,069.39	-3,088,053.01	-2,946,688.59	-2,799,712.23	-2,646,845.34
IMPUESTOS (IS 25%)		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FNC DESPUES DE IMPUESTOS	-39,804,867.19	2,394,878.73	2,400,302.94	2,403,239.65	2,403,482.63	2,400,812.15
FNC DESCONTADOS	-39,804,867.19	2,259,319.56	2,136,261.07	2,017,806.35	1,903,783.36	1,794,026.50

AÑO	6	7	8	9	10	11
INVERSIÓN INICIAL						
VENTA ELECTRICIDAD	36,588,382.63	37,320,150.28	38,066,553.29	38,827,884.35	39,604,442.04	40,396,530.88
CONSUMO GAS NATURAL	30,337,271.41	30,944,016.84	31,562,897.17	32,194,155.12	32,838,038.22	33,494,798.98
CONSUMO AGUA	12,358.41	12,543.78	12,731.94	12,922.92	13,116.76	13,313.52
O & M	1,592,311.22	1,624,157.45	1,656,640.60	1,689,773.41	1,723,568.88	1,758,040.25
SALARIOS	579,642.42	591,235.27	603,059.98	615,121.18	627,423.60	639,972.07
SEGUROS	215,456.80	218,688.65	221,968.98	225,298.52	228,678.00	232,108.17
VENTA DE EQUIPOS						
AMORTIZACIÓN ANUAL	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22
INTERÉS PRÉSTAMO	3,214,357.92	3,126,977.03	3,034,353.28	2,936,172.10	2,832,100.06	2,721,783.69
AMORTIZACIÓN PRÉSTAMO	1,456,348.27	1,543,729.17	1,636,352.92	1,734,534.09	1,838,606.14	1,948,922.50
CUOTA TOTAL	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19
OPEX	32,737,040.26	33,390,641.99	34,057,298.67	34,737,271.14	35,430,825.45	36,138,232.99
BASE IMPONIBLE	-2,487,793.78	-2,322,246.96	-2,149,876.88	-1,970,337.11	-1,783,261.69	-1,588,264.02
IMPUESTOS (IS 25%)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FNC DESPUES DE IMPUESTOS	2,394,994.10	2,385,779.13	2,372,901.71	2,356,079.13	2,335,010.45	2,309,375.39
FNC DESCONTADOS	1,688,376.34	1,586,679.38	1,488,787.89	1,394,559.62	1,303,857.64	1,216,550.15

AÑO	12	13	14	15	16	17
INVERSIÓN INICIAL						
VENTA ELECTRICIDAD	41,204,461.50	42,028,550.73	42,869,121.74	43,726,504.18	44,601,034.26	45,493,054.95
CONSUMO GAS NATURAL	34,164,694.96	34,847,988.86	35,544,948.64	36,255,847.61	36,980,964.56	37,720,583.86
CONSUMO AGUA	13,513.22	13,715.92	13,921.66	14,130.48	14,342.44	14,557.57
O & M	1,793,201.06	1,829,065.08	1,865,646.38	1,902,959.31	1,941,018.49	1,979,838.86
SALARIOS	652,771.51	665,826.94	679,143.48	692,726.35	706,580.88	720,712.50
SEGUROS	235,589.79	239,123.63	242,710.49	246,351.15	250,046.41	253,797.11
VENTA DE EQUIPOS						
AMORTIZACIÓN ANUAL	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22
INTERÉS PRÉSTAMO	2,604,848.34	2,480,896.87	2,349,508.31	2,210,236.44	2,062,608.25	1,906,122.37
AMORTIZACIÓN PRÉSTAMO	2,065,857.85	2,189,809.32	2,321,197.88	2,460,469.76	2,608,097.94	2,764,583.82
CUOTA TOTAL	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19
OPEX	36,859,770.54	37,595,720.43	38,346,370.65	39,112,014.90	39,892,952.79	40,689,489.90
BASE IMPONIBLE	-1,384,935.60	-1,172,844.79	-951,535.43	-720,525.38	-479,305.00	-227,335.55
IMPUESTOS (IS 25%)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
FNC DESPUES DE IMPUESTOS	2,278,833.11	2,243,020.97	2,201,553.21	2,154,019.52	2,099,983.53	2,038,981.23
FNC DESCONTADOS	1,132,510.24	1,051,615.76	973,749.11	898,797.09	826,650.71	757,205.08

AÑO	18	19	20	21	22	23
INVERSIÓN INICIAL						
VENTA ELECTRICIDAD	46,402,916.05	47,330,974.37	48,277,593.86	49,243,145.73	50,228,008.65	51,232,568.82
CONSUMO GAS NATURAL	38,474,995.53	39,244,495.44	40,029,385.35	40,829,973.06	41,646,572.52	42,479,503.97
CONSUMO AGUA	14,775.94	14,997.58	15,222.54	15,450.88	15,682.64	15,917.88
O & M	2,019,435.64	2,059,824.35	2,101,020.84	2,143,041.26	2,185,902.08	2,229,620.13
SALARIOS	735,126.75	749,829.28	764,825.87	780,122.38	795,724.83	811,639.33
SEGUROS	257,604.07	261,468.13	265,390.15	269,371.00	273,411.57	277,512.74
VENTA DE EQUIPOS						
AMORTIZACIÓN ANUAL	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22
INTERÉS PRÉSTAMO	1,740,247.34	1,564,419.81	1,378,042.63	1,180,482.82	971,069.41	749,091.21
AMORTIZACIÓN PRÉSTAMO	2,930,458.85	3,106,286.38	3,292,663.56	3,490,223.38	3,699,636.78	3,921,614.99
CUOTA TOTAL	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19	4,670,706.19
OPEX	41,501,937.92	42,330,614.78	43,175,844.75	44,037,958.58	44,917,293.64	45,814,194.04
BASE IMPONIBLE	35,952.56	311,161.55	598,928.25	899,926.11	1,214,867.37	1,544,505.35
IMPUESTOS (IS 25%)	8,988.14	77,790.39	149,732.06	224,981.53	303,716.84	386,126.34
FNC DESPUES DE IMPUESTOS	1,961,531.14	1,816,282.82	1,659,353.48	1,489,982.25	1,307,361.38	1,110,633.45
FNC DESCONTADOS	687,210.25	600,305.10	517,394.26	438,286.33	362,799.45	290,760.80

AÑO	24	25	26	27	28	29
INVERSIÓN INICIAL						
VENTA ELECTRICIDAD	52,257,220.20	53,302,364.60	54,368,411.89	55,455,780.13	56,564,895.73	57,696,193.65
CONSUMO GAS NATURAL	43,329,094.05	44,195,675.93	45,079,589.45	45,981,181.24	46,900,804.86	47,838,820.96
CONSUMO AGUA	16,156.65	16,399.00	16,644.98	16,894.66	17,148.08	17,405.30
O & M	2,274,212.53	2,319,696.78	2,366,090.71	2,413,412.53	2,461,680.78	2,510,914.39
SALARIOS	827,872.11	844,429.56	861,318.15	878,544.51	896,115.40	914,037.71
SEGUROS	281,675.43	285,900.56	290,189.07	294,541.91	298,960.04	303,444.44
VENTA DE EQUIPOS						
AMORTIZACIÓN ANUAL	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22	3,124,778.22
INTERÉS PRÉSTAMO	513,794.31	264,379.60	0.00	0.00	0.00	0.00
AMORTIZACIÓN PRÉSTAMO	4,156,911.88	4,406,326.60	0.00	0.00	0.00	0.00
CUOTA TOTAL	4,670,706.19	4,670,706.19	0.00	0.00	0.00	0.00
OPEX	46,729,010.77	47,662,101.83	48,613,832.37	49,584,574.84	50,574,709.16	51,584,622.80
BASE IMPONIBLE	1,889,636.89	2,251,104.96	2,629,801.30	2,746,427.07	2,865,408.35	2,986,792.63
IMPUESTOS (IS 25%)	472,409.22	562,776.24	657,450.33	686,606.77	716,352.09	746,698.16
FNC DESPUES DE IMPUESTOS	898,888.32	671,159.94	5,097,129.20	5,184,598.52	5,273,834.49	5,364,872.69
FNC DESCONTADOS	222,006.13	156,379.35	1,120,400.12	1,075,119.58	1,031,721.00	990,123.41

AÑO	30
INVERSIÓN INICIAL	
VENTA ELECTRICIDAD	58,850,117.52
CONSUMO GAS NATURAL	48,795,597.38
CONSUMO AGUA	17,666.38
O & M	2,561,132.68
SALARIOS	932,318.46
SEGUROS	307,996.10
VENTA DE EQUIPOS	2,403,675.55
AMORTIZACIÓN ANUAL	3,124,778.22
INTERÉS PRÉSTAMO	0.00
AMORTIZACIÓN PRÉSTAMO	0.00
CUOTA TOTAL	0.00
OPEX	52,614,711.01
BASE IMPONIBLE	5,514,303.85
IMPUESTOS (IS 25%)	1,378,575.96
FNC DESPUES DE IMPUESTOS	7,260,506.11
FNC DESCONTADOS	1,264,127.67

Valor Actual Neto (VAN)

El Valor Actual Neto (VAN) constituye uno de los criterios fundamentales en la evaluación financiera de proyectos de inversión. Su objetivo es determinar la conveniencia económica de llevar a cabo una iniciativa, considerando que el valor del dinero varía en el tiempo debido a factores como la inflación y el costo de oportunidad del capital. El VAN se obtiene mediante la actualización de los flujos de efectivo futuros esperados, descontados a una tasa representativa del rendimiento mínimo exigido, y restando de dicho valor la inversión inicial requerida. De manera general, la fórmula del VAN se expresa como:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+r)^t} - I_0 \quad (D.7)$$

- F_t : flujos de dinero esperados en el tiempo "t".
- r: tasa de descuento.
- n: número de períodos.
- I_0 : inversión inicial.

Si dicho parámetro tiene un valor positivo, la inversión generará beneficios superiores al costo de oportunidad, mientras que si es negativo la inversión no es rentable.

Tasa Interna de Retorno (TIR)

La Tasa Interna de Retorno (TIR) es un indicador financiero que permite medir la rentabilidad de un proyecto de inversión. Se entiende como el porcentaje de rendimiento que genera dicho proyecto a lo largo de su vida útil. En otras palabras, la TIR es la tasa de interés que hace que el Valor Actual Neto (VAN) sea igual a cero. Matemáticamente se expresa de la siguiente forma:

$$0 = \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+TIR)^t} - I_0 \quad (D.8)$$

Costo nivelado de la energía (LCOE)

El Coste Nivelado de la Energía (LCOE, por sus siglas en inglés, Levelized Cost of Energy) es un indicador financiero que mide el coste medio de la energía generada por un activo (como una planta de potencia) durante toda su vida útil.

Se define como el precio mínimo constante por unidad de energía generada (generalmente en €/MWh) al cual la planta debe vender su producción para que el Valor Actual Neto (VAN) del proyecto sea exactamente cero. Es, por tanto, el precio que iguala el valor presente de todos los costes incurridos (inversión, operación y mantenimiento) con el valor presente de toda la energía producida a lo largo de su vida operativa.

Su valor se expresa a través de la siguiente ecuación:

$$LCOE = \frac{\sum_{t=0}^n \frac{Costes_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n Energía_t} \quad (D.9)$$

- n: vida útil del proyecto (en años).
- t: año que se analiza (desde t=0 hasta n).
- $Costes_t$: costes totales incurridos en el año t.
- $Energía_t$: energía eléctrica generada en el año t.
- r: tasa de descuento

Anexo E

Código de EES

E.1 Código utilizado para la simulación del "Modo noche"

```

1  \newpagestyle{esitscCD}
2
3  "DATOS DE PARTIDA"
4
5  TG_[1]= 460;
6  Cercanía_HRSG = 20;
7  PP_HRSG = 10;
8  P_[1]=42.41;
9  P_COND = P_sat(Steam,T=65);
10 Cp_gases = 1.15;
11 eta_bs = 0.75;
12 eta_ts = 0.9;
13 P_desga = P_sat(Steam,T=180) ;
14 m_gases = 253440/3600
15 Cp_aire=1.005;
16 ro_aire = 1.184;
17
18 incre_P = 150
19 eta_vent=0.7;
20
21
22 "ESTADO 1"
23 T_[1]=TG_[1] - Cercanía_HRSG;
24 H_[1]=Enthalpy(Steam,T=T_[1],P=P_[1])
25 S_[1]=Entropy(Steam,T=T_[1],P=P_[1])
26
27 "ESTADO 2"
28 H_2s=Enthalpy(Steam,S=S_[1],P=P_[2])
29 P_[2] = P_desga
30 eta_ts = (H_[1]-H_[2])/(H_[1]-H_2s)
31 T_[2]= Temperature(Steam,H=H_[2],P=P_[2])
32 S_[2]=Entropy(Steam,H=H_[2],P=P_[2])
33
34 "ESTADO 3"
35 P_[3] = P_COND
36 "X_[3]=0.9";
37 eta_ts = (H_[2]-H_[3])/(H_[2]-H_3s)
38 H_3s=Enthalpy(Steam,S=S_[2],P=P_[3])
39 "H_[3]=Enthalpy(Steam, T=T_[3], P=P_[3])"
40 T_[3]= Temperature(Steam,H=H_[3],P=P_[3])
41 S_[3]=Entropy(Steam,H=H_[3],P=P_[3])
42 X_[3]=Quality(Steam,S = S_[3],P = P_[3])
43
44 "ESTADO 4"
45 "Salgo en líquido saturado"
46 X_[4] = 0;
47 P_[4] = P_COND;

```

```
48 H_[4]=Enthalpy(Steam,X=X_[4],P=P_[4])
49 S_[4]=Entropy(Steam,H=H_[4],P=P_[4])
50 T_[4]= Temperature(Steam,H=H_[4],P=P_[4])
51
52 "ESTADO 5"
53 P_[5] = P_desga;
54 eta_bs = (H_5s - H_[4])/(H_[5] - H_[4]);
55 H_5s = Enthalpy(Steam,S=S_[4],P=P_[5])
56 S_[5]=Entropy(Steam,H=H_[5],P=P_[5])
57 T_[5]= Temperature(Steam,H=H_[5],P=P_[5])
58
59 "ESTADO 6"
60 "Salgo del desgasificador en liquido saturado"
61 X_[6] = 0;
62 P_[6] = P_desga;
63 H_[6]=Enthalpy(Steam,X=X_[6],P=P_[6])
64 T_[6]= Temperature(Steam,H=H_[6],P=P_[6])
65 S_[6]=Entropy(Steam,H=H_[6],P=P_[6])
66
67 "ESTADO 7"
68 eta_bs = (H_7s - H_[6])/(H_[7] - H_[6]);
69 P_[7] = P_[1];
70 H_7s = Enthalpy(Steam,S=S_[6],P=P_[7])
71 T_[7]= Temperature(Steam,H=H_[7],P=P_[7])
72 S_[7]=Entropy(Steam,H=H_[7],P=P_[7])
73
74 "ESTADO 8"
75 eta_bs = (H_8s - H_[6])/(H_[8] - H_[6]);
76 P_[8] = P_[1];
77 H_8s = Enthalpy(Steam,S=S_[6],P=P_[8])
78 T_[8]= Temperature(Steam,H=H_[8],P=P_[8])
79 S_[8]=Entropy(Steam,H=H_[8],P=P_[8])
80
81 "ESTADO 9"
82 X_[9]= 0;
83 P_[9]=P_[1];
84 H_[9]=Enthalpy(Steam,X=X_[9],P=P_[9])
85 T_[9]= Temperature(Steam,H=H_[9],P=P_[9])
86 S_[9]=Entropy(Steam,H=H_[9],P=P_[9])
87
88 "ESTADO 10"
89
90 "Entro del evaporizador en líquido saturado"
91
92 X_[10]= 0;
93 P_[10]=P_[1];
94 H_[10]=Enthalpy(Steam,X=X_[10],P=P_[10])
95 T_[10]= Temperature(Steam,H=H_[10],P=P_[10])
96 S_[10]=Entropy(Steam,H=H_[10],P=P_[10])
97
```

```

98 "ESTADO 11-12"
99
100 "Salgo del evaporizador en vapor saturado"
101
102 X_[11] = 1;
103 P_[11] = P_[1];
104 H_[11]=Enthalpy(Steam,X=X_[11],P=P_[11])
105 T_[11]= Temperature(Steam,H=H_[11],P=P_[11])
106 S_[11]=Entropy(Steam,H=H_[11],P=P_[11])
107
108 X_[12] = 1;
109 P_[12] = P_[1];
110 H_[12]=Enthalpy(Steam,X=X_[12],P=P_[12])
111 T_[12]= Temperature(Steam,H=H_[12],P=P_[12])
112 S_[12]=Entropy(Steam,H=H_[12],P=P_[12])
113
114
115 "AHORA SE DETERMINA EL CAUDAL DE VAPOR"
116
117 TG_[3] = T_[10] + PP_HRSG
118
119 "BALANCES DE ENERGÍA HRSG LADO DEL AGUA"
120
121 Q_ECO = m_dot_vapor_1 * (H_[9] - H_[8])
122 Q_EVAP = m_dot_vapor_1 * (H_[11] - H_[10])
123 Q_SC = m_dot_vapor_1 * (H_[1] - H_[12])
124
125 "BALANCES DE ENERGÍA HRSG LADO DEL GAS"
126
127 Q_ECO = m_gases * Cp_gases * (TG_[3]- TG_[4])
128 Q_EVAP = m_gases * Cp_gases * (TG_[2] - TG_[3])
129 Q_SC = m_gases * Cp_gases * (TG_[1] - TG_[2])
130 Q_COND = m_dot_vapor_5* (H_[3] - H_[4])
131
132 "BALANCE DE MASA Y ENERGÍA DESGASIFICADOR"
133
134 m_dot_vapor = 2*m_dot_vapor_1
135 m_dot_vapor= m_dot_vapor_2 + m_dot_vapor_5
136 m_dot_vapor * H_[6]= m_dot_vapor_2 * H_[2] + m_dot_vapor_5*H_[5]
137
138 "TRABAJO CONSUMIDO POR LAS BOMBAS Y VENTILADOR"
139 W_dot_BBP = m_dot_vapor_5*(H_[5] - H_[4])
140 W_dot_BAP = m_dot_vapor* (H_[7] - H_[6])
141
142 Q_COND = m_aire * Cp_aire * (50 - 30)
143 v_aire = m_aire / ro_aire
144 W_dot_aero = ((v_aire * incre_P) / eta_vent)/1000
145
146 "TRABAJO OTORGADO POR LA TURBINA"
147 W_dot_TAP = m_dot_vapor* (H_[1] - H_[2])

```

```

148 W_dot_TBP = m_dot_vapor_5 * (H_[2] - H_[3])
149 W_dot = W_dot_TAP + W_dot_TBP
150
151 "POTENCIA NETA Y RENDIMIENTO"
152
153 W_dot_neta = W_dot - W_dot_BBP- W_dot_BAP-W_dot_aero
154
155 eta_RANKINE = (W_dot_neta/(2*(Q_ECO + Q_EVAP +Q_SC)))*100
156
157 relacion_aero = (W_dot_aero/W_dot) * 100
158
159 "PRECALENTAR AGUA PARA PROCESOS, CALENTAR UNA CORRIENTE A 5 BAR"
160
161 "Temperatura que queremos de los gases"
162 TG_[5] = 150;
163 "Condiciones del agua que queremos calentar"
164
165 "Entrada"
166 H_[21] = Enthalpy(Steam, P=5, T=15);
167 T_[21]= Temperature(Steam,H=H_[21],P=5);
168 S_[21]=Entropy(Steam,H=H_[21],P=5);
169 X_[21]=Quality(Steam,H = H_[21],P = 5);
170
171 T_sat_5bar = T_sat(Steam, P=5);
172
173 H_[22]= Enthalpy(Steam, P=5, T=150 - 5);
174 T_[22]= Temperature(Steam,H=H_[22],P=5);
175 S_[22]=Entropy(Steam,H=H_[22],P=5);
176
177
178 m_gases * Cp_gases * (TG_[4]- TG_[5]) = m_dot_w_procesos * (H_[22] -
    H_[21])
179 Q_PROC = m_dot_w_procesos * (H_[22] - H_[21])
180
181 "RENDIMIENTO GLOBAL"
182
183 m_gases = m_aire_TG + m_comb
184 Dosado = 0.02;
185 Dosado = m_comb/m_aire_TG
186
187 W_dot_TG = 23100;
188
189 HR = 9150;
190
191 HR = (m_comb * PCI)/(W_dot_TG) * 3600
192
193 eta_GLOBAL_1 = (2 * W_dot_TG + W_dot_neta)/(2 * m_comb * PCI) * 100
194
195 eta_GLOBAL_2 = (2 * W_dot_TG + W_dot_neta + 2*Q_PROC)/(2 * m_comb *
    PCI) * 100

```

E.2 Código utilizado para la simulación del "Modo solar"

```

1  \newpagestyle{esitscCD}
2
3  "DATOS DE PARTIDA"
4
5  TG_[1]= 460;
6  Cercanía_HRSG = 20;
7  PP_HRSG = 10;
8  "P_[1]=42.41";
9  P_COND = P_sat(Steam,T=65);
10 Cp_gases = 1.15;
11
12 eta_bs = 0.75;
13 eta_ts = 0.9;
14 eta_bsSF = 0.75;
15
16 P_desga = P_sat(Steam,T=180) ;
17 m_gases = 253440/3600
18 Cp_aire=1.005;
19 ro_aire = 1.184;
20
21 incre_P = 150 "Pascales"
22 eta_vent=0.7;
23
24
25 "ESTADO 1"
26 T_[1]=TG_[1] - Cercanía_HRSG;
27 H_[1]=Enthalpy(Steam,T=T_[1],P=P_[1])
28 S_[1]=Entropy(Steam,T=T_[1],P=P_[1])
29
30 "ESTADO 13"
31 T_[13]=TG_[1] - Cercanía_HRSG;
32 H_[13]=Enthalpy(Steam,T=T_[13],P=P_[1])
33 S_[13]=Entropy(Steam,T=T_[13],P=P_[1])
34 P_[13] = P_[1]
35
36 "ESTADO 14 Extracción para precalentamiento de agua en Termosolar"
37 "H_14s=Enthalpy(Steam,S=S_[1],P=P_[14])
38 P_[14] = 25;
39 eta_ts = (H_[1]-H_[14])/(H_[1]-H_14s)
40 T_[14]= Temperature(Steam,H=H_[14],P=P_[14])
41 S_[14]=Entropy(Steam,H=H_[14],P=P_[14])
42 X_[14]=Quality(Steam,H = H_[14],P = P_[14])"
43
44
45 "ESTADO 2"
46 H_2s=Enthalpy(Steam,S=S_[1],P=P_[2])
47 P_[2] = P_desga

```

```
48 eta_ts = (H_[1]-H_[2])/(H_[1]-H_2s)
49 T_[2]= Temperature(Steam,H=H_[2],P=P_[2])
50 S_[2]=Entropy(Steam,H=H_[2],P=P_[2])
51
52 "ESTADO 3"
53
54 P_[3] = P_COND
55 eta_ts = (H_[2]-H_[3])/(H_[2]-H_3s)
56 H_3s=Enthalpy(Steam,S=S_[2],P=P_[3])
57 T_[3]= Temperature(Steam,H=H_[3],P=P_[3])
58 S_[3]=Entropy(Steam,H=H_[3],P=P_[3])
59 X_[3] = 0.9
60 X_[3]=Quality(Steam,S = S_[3],P = P_[3])
61
62 "ESTADO 4"
63 "Salida en líquido saturado"
64 X_[4] = 0;
65 P_[4] = P_COND;
66 H_[4]=Enthalpy(Steam,X=X_[4],P=P_[4])
67 S_[4]=Entropy(Steam,H=H_[4],P=P_[4])
68 T_[4]= Temperature(Steam,H=H_[4],P=P_[4])
69
70 "ESTADO 5"
71 P_[5] = P_desga;
72 eta_bs = (H_5s - H_[4])/(H_[5] - H_[4]);
73 H_5s = Enthalpy(Steam,S=S_[4],P=P_[5])
74 S_[5]=Entropy(Steam,H=H_[5],P=P_[5])
75 T_[5]= Temperature(Steam,H=H_[5],P=P_[5])
76
77 "ESTADO 6"
78 "Salida del desgasificador en liquido saturado"
79 X_[6] = 0;
80 P_[6] = P_desga;
81 H_[6]=Enthalpy(Steam,X=X_[6],P=P_[6])
82 T_[6]= Temperature(Steam,H=H_[6],P=P_[6])
83 S_[6]=Entropy(Steam,H=H_[6],P=P_[6])
84
85 "ESTADO 7"
86 eta_bs = (H_7s - H_[6])/(H_[7] - H_[6]);
87 P_[7] = P_[1];
88 H_7s = Enthalpy(Steam,S=S_[6],P=P_[7])
89 T_[7]= Temperature(Steam,H=H_[7],P=P_[7])
90 S_[7]=Entropy(Steam,H=H_[7],P=P_[7])
91
92 "ESTADO 8"
93 eta_bs = (H_8s - H_[6])/(H_[8] - H_[6]);
94 P_[8] = P_[1];
95 H_8s = Enthalpy(Steam,S=S_[6],P=P_[8])
96 T_[8]= Temperature(Steam,H=H_[8],P=P_[8])
97 S_[8]=Entropy(Steam,H=H_[8],P=P_[8])
```

```

98
99 "ESTADO 9"
100 X_[9]= 0;
101 P_[9]=P_[1];
102 H_[9]=Enthalpy(Steam,X=X_[9],P=P_[9])
103 T_[9]= Temperature(Steam,H=H_[9],P=P_[9])
104 S_[9]=Entropy(Steam,H=H_[9],P=P_[9])
105
106 "ESTADO 10"
107
108 "Entrada del evaporizador en líquido saturado"
109
110 X_[10]= 0;
111 P_[10]=P_[1];
112 H_[10]=Enthalpy(Steam,X=X_[10],P=P_[10])
113 T_[10]= Temperature(Steam,H=H_[10],P=P_[10])
114 S_[10]=Entropy(Steam,H=H_[10],P=P_[10])
115
116 "ESTADO 11-12"
117
118 "Salida del evaporizador en vapor saturado"
119
120 X_[11] = 1;
121 P_[11] = P_[1];
122 H_[11]=Enthalpy(Steam,X=X_[11],P=P_[11])
123 T_[11]= Temperature(Steam,H=H_[11],P=P_[11])
124 S_[11]=Entropy(Steam,H=H_[11],P=P_[11])
125
126 X_[12] = 1;
127 P_[12] = P_[1];
128 H_[12]=Enthalpy(Steam,X=X_[12],P=P_[12])
129 T_[12]= Temperature(Steam,H=H_[12],P=P_[12])
130 S_[12]=Entropy(Steam,H=H_[12],P=P_[12])
131
132 "ESTADO 15"
133
134 "T_[15] = T_[16] + 5;
135 P_[15] = P_[14];
136 H_[15] = Enthalpy(Steam,T=T_[15],P=P_[15])
137 T_[15]= Temperature(Steam,H=H_[15],P=P_[15])
138 S_[15]=Entropy(Steam,H=H_[15],P=P_[15])
139 X_[15]=Quality(Steam,S = S_[15],P = P_[15])"
140
141 "ESTADO 16, para aumentar eficiencia del GVS se precalienta el agua
    hasta 210 °C"
142 T_[16] = 215;
143 P_[16] = P_[1];
144 H_[16]=Enthalpy(Steam,T=T_[16],P=P_[16])
145 S_[16]=Entropy(Steam,H=H_[16],P=P_[16])
146 X_[16]=Quality(Steam,S = S_[16],P = P_[16])

```

```

147
148
149 "AHORA SE DETERMINA EL CAUDAL DE VAPOR"
150
151 TG_[3] = T_[10] + PP_HRSG
152
153 "BALANCES DE ENERGÍA HRSG LADO DEL AGUA"
154
155 Q_ECO = m_dot_vapor_HRSG * (H_[9] - H_[8])
156 Q_EVAP = m_dot_vapor_HRSG * (H_[11] - H_[10])
157 Q_SC = m_dot_vapor_HRSG * (H_[1] - H_[12])
158
159 "BALANCES DE ENERGÍA HRSG LADO DEL GAS"
160 Q_ECO = m_gases * Cp_gases * (TG_[3] - TG_[4])
161 Q_EVAP = m_gases * Cp_gases * (TG_[2] - TG_[3])
162 Q_SC = m_gases * Cp_gases * (TG_[1] - TG_[2])
163
164 Q_HRSG = Q_ECO + Q_EVAP + Q_SC
165
166 "BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN EL PRECALENTADOR DE AGUA"
167
168 m_dot_vapor_HRSG * (H_[16] - H_[8]) = m_gases * Cp_gases * (TG_[4] -
    TG_[5])
169
170 Q_PRECA = m_dot_vapor_HRSG * (H_[16] - H_[8])
171
172 "RESOLUCIÓN HX SF-H2O"
173
174 TSF_[1] = 465;
175
176 TSF_[4] = 295;
177
178 m_dot_vapor_HRSG * (H_[1] - H_[8]) = m_sf * (0.000172 * (TSF_[1] + (
    TSF_[4] ))/2 + 1.443) * (TSF_[1] - TSF_[4])
179
180 m_dot_vapor_HRSG * (H_[1] - H_[9]) = m_sf * (0.000172 * (TSF_[1] + (
    TSF_[3] ))/2 + 1.443) * (TSF_[1] - TSF_[3])
181
182 m_dot_vapor_HRSG * (H_[1] - H_[11]) = m_sf * (0.000172 * (TSF_[1] +
    (TSF_[2] ))/2 + 1.443) * (TSF_[1] - TSF_[2])
183
184 Q_ECO_TS = m_sf * (0.000172 * (TSF_[3] + (TSF_[4] ))/2 + 1.443) * (
    TSF_[3] - TSF_[4])
185
186 Q_EVAP_TS = m_sf * (0.000172 * (TSF_[2] + (TSF_[3] ))/2 + 1.443) * (
    TSF_[2] - TSF_[3])
187
188 Q_SC_TS = m_sf * (0.000172 * (TSF_[1] + (TSF_[2] ))/2 + 1.443) * (
    TSF_[1] - TSF_[2])
189

```

```

190 Q_SOLAR = Q_ECO_TS + Q_EVAP_TS + Q_SC_TS
191
192 Q_SOLAR_0 = Q_ECO + Q_EVAP_TS + Q_SC_TS
193
194
195 "BALANCE MASA Y ENERGÍA DESGASIFICADOR, NO EXTRACCIÓN"
196
197 m_dot_vapor = 2 * m_dot_vapor_HRSG
198 m_dot_vapor = m_dot_vapor_2 + m_dot_vapor_3
199 m_dot_vapor * H_[6] = m_dot_vapor_2 * H_[2] + m_dot_vapor_3 * H_[5]
200
201 Q_COND = m_dot_vapor_3 * (H_[3] - H_[4])
202
203 "ESTADO 22 Y ESTADO 23, caliente a 5 bar para procesos"
204
205 "Temperatura de salida de los gases"
206 TG_[6] = 150;
207 "Condiciones del agua que se quiere calentar"
208 "Entrada"
209 H_[21] = Enthalpy(Steam, P=5, T=16);
210 T_sat_5bar = T_sat(Steam, P=5);
211 H_[22]= Enthalpy(Steam, P=5, T=T_sat_5bar - 5);
212 m_gases * Cp_gases * (TG_[5]- TG_[6]) = m_dot_w_procesos * (H_[22] -
      H_[21])
213 Q_PROC = m_dot_w_procesos * (H_[22] - H_[21])
214
215 "TRABAJO CONSUMIDO POR LAS BOMBAS Y VENTILADOR"
216
217 W_dot_BBP = m_dot_vapor_3*(H_[5] - H_[4])
218 W_dot_BAP = m_dot_vapor*( H_[7] - H_[6])
219
220 Q_COND = m_aire * Cp_aire * (50 - 30)
221 v_aire = m_aire / ro_aire
222 W_dot_aero = ((v_aire * incre_P) / eta_vent)/1000 "De normal está
      calculado en W"
223
224 W_dot_SF = ((v_SF * incre_PSF) / eta_bs)/1000
225 v_SF = m_sf/ro_sf
226 ro_sf = -0.636 * TSF_[4] + 2090
227 incre_PSF = 1000000 "Vence 10 bar"
228
229
230 W_dot_TAP = m_dot_vapor*( H_[1] - H_[2])
231 W_dot_TBP = (m_dot_vapor_3)* (H_[2] - H_[3])
232 W_dot = W_dot_TAP + W_dot_TBP
233
234 "POTENCIA NETA Y RENDIMIENTO"
235
236 W_dot_neta = W_dot - W_dot_BBP- W_dot_BAP-W_dot_aero-W_dot_SF"-W_dot
      _SFC"

```

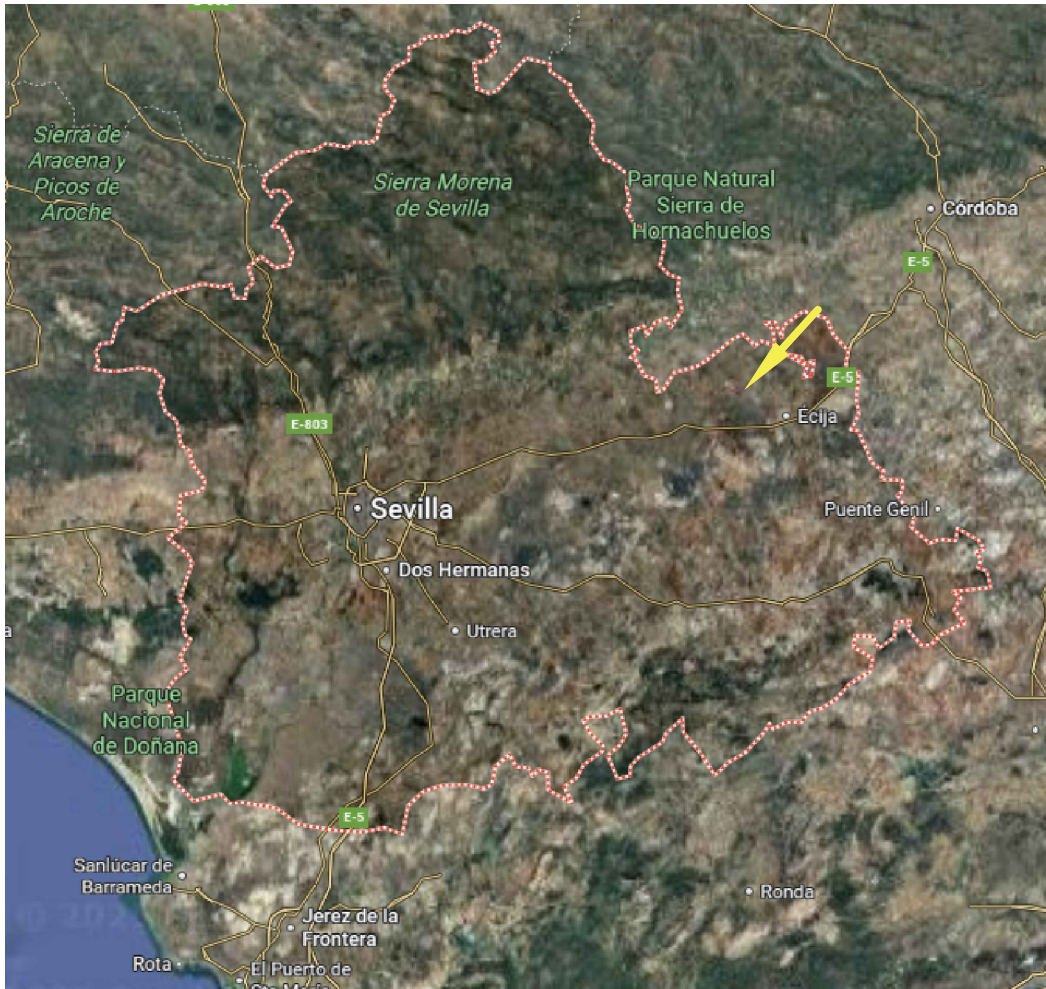
```
237
238 eta_RANKINE = (W_dot_neta/((Q_ECO + Q_EVAP +Q_SC)+(Q_ECO_TS+Q_EVAP_
      TS+Q_SC_TS + Q_PRECA)))*100
239
240 eta_RANKINE_solar =( W_dot_neta / 2 ) / (Q_ECO_TS+Q_EVAP_TS+Q_SC_TS)
      * 100
241
242 relacion_aero = (W_dot_aero/W_dot) * 100
243
244 "RENDIMIENTO GLOBAL"
245
246 m_gases = m_aire_TG + m_comb
247 Dosado = 0.02;
248 Dosado = m_comb/m_aire_TG
249
250 W_dot_TG = 23100;
251
252 HR = 9150;
253
254 HR = (m_comb * PCI)/(W_dot_TG) * 3600
255
256 eta_GLOBAL_2 = ( W_dot_TG + W_dot_neta + Q_PROC+ Q_PRECA)/(m_comb *
      PCI + Q_SOLAR) * 100
257
258 eta_GLOBAL_3 = ( W_dot_TG + W_dot_neta + Q_PROC+ Q_PRECA)/(m_comb *
      PCI + Q_SOLAR_0) * 100
```


Planos

1	Localización	172
2	Parcelario	173
3	Emplazamiento	174
4	Análisis geotécnico	175
5	Configuración de la planta de potencia	176
6	Diagrama de procesos "Modo solar"	177
6	Diagrama de procesos "Modo noche"	178
7	Esquema unifilar de la planta	179
8	Planta de implantación de la planta de potencia	180
9	Planta de implantación de la isla de potencia	181




ESPAÑA
S/E

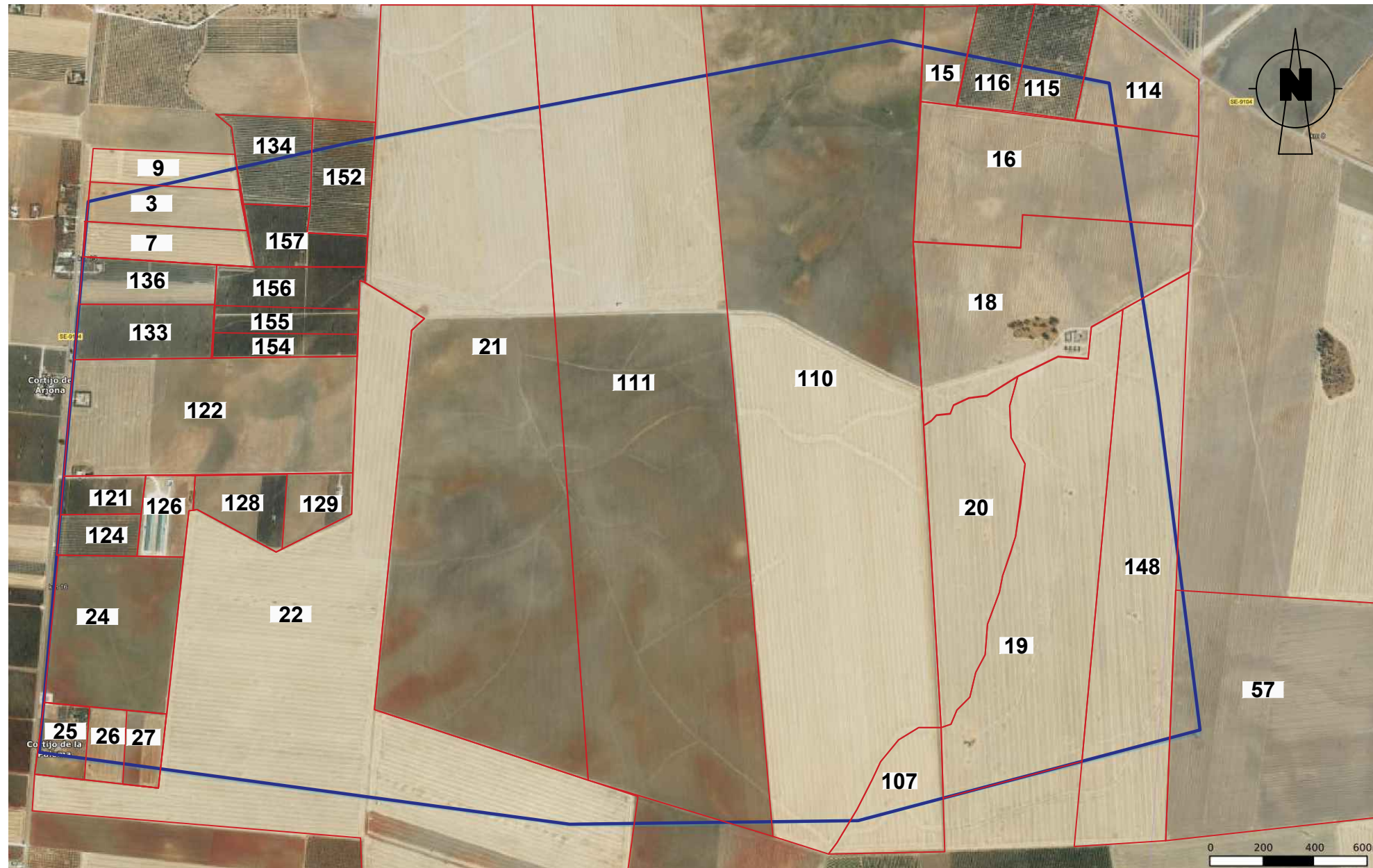


SEVILLA
S/E



ÉCIJA
ESCALA 1:100000 / Original A-3

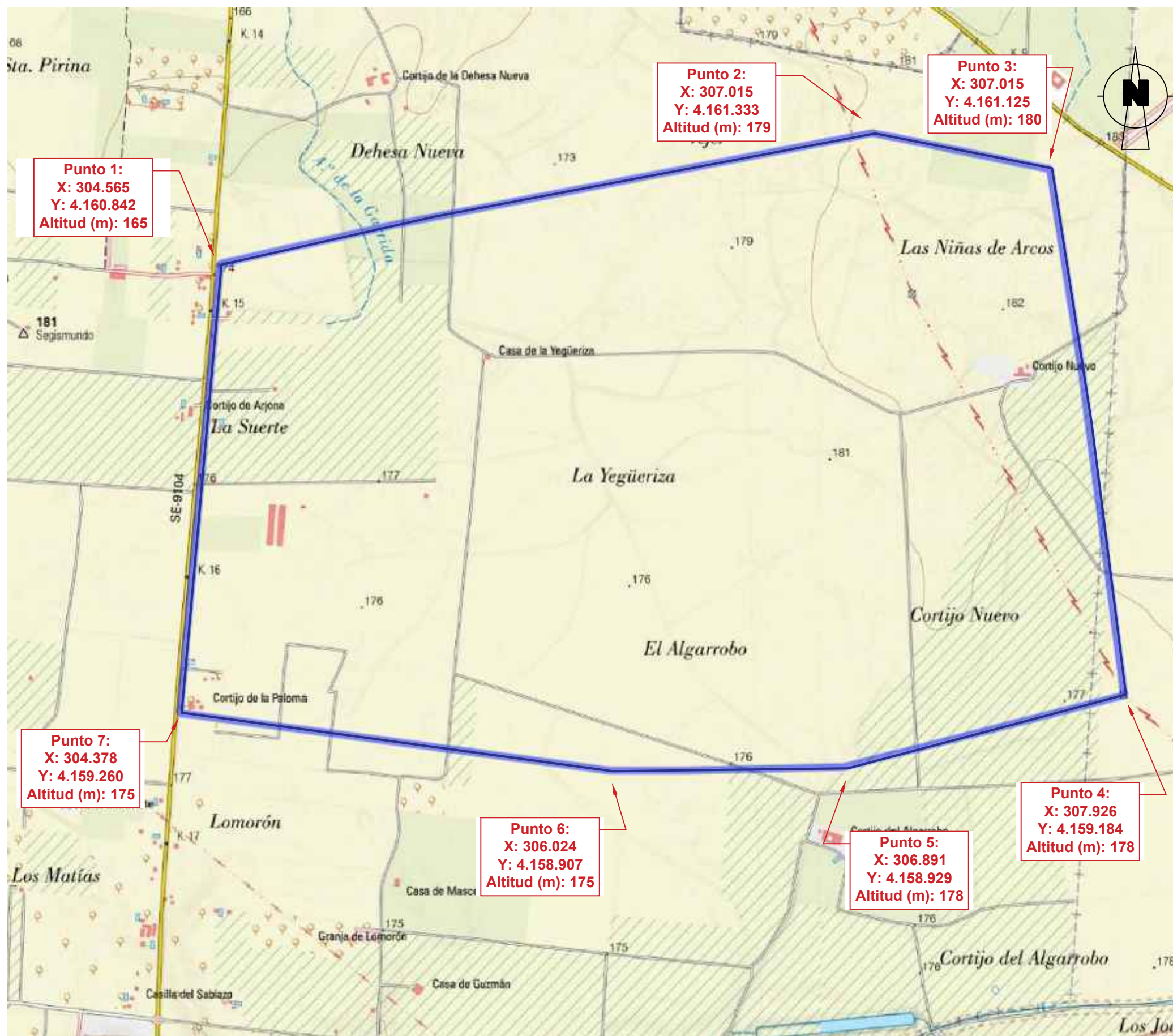
	TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR	
	PLANO LOCALIZACIÓN	CÓDIGO 2526-CIV-001
	AUTOR FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA JUL-2025



ESCALA 1:25000 / Original A-3

Parcela	Polígono	Municipio	Superficie (ha)
3	1	La Luisiana	5,8382
4	57	Écija	72,5341
7	1	La Luisiana	5,7879
9	1	La Luisiana	5,3258
15	1	La Luisiana	5,2490
16	1	La Luisiana	29,6068
18	1	La Luisiana	28,6201
19	1	La Luisiana	55,9746
20	1	La Luisiana	20,8003
21	1	La Luisiana	140,5070
22	1	La Luisiana	131,6323
24	1	La Luisiana	18,0273
25	1	La Luisiana	3,4000
26	1	La Luisiana	2,5084
27	1	La Luisiana	2,4520
107	1	La Luisiana	9,6035
110	1	La Luisiana	151,7130
111	1	La Luisiana	150,0122
114	1	La Luisiana	9,0863
115	1	La Luisiana	8,0654
116	1	La Luisiana	6,6653
121	1	La Luisiana	3,1237
124	1	La Luisiana	3,3474
126	1	La Luisiana	2,5773
128	1	La Luisiana	2,9763
129	1	La Luisiana	3,7430
133	1	La Luisiana	7,4597
134	1	La Luisiana	5,9988
136	1	La Luisiana	2,6273
148	1	La Luisiana	35,6250
152	1	La Luisiana	3,1054
154	1	La Luisiana	2,9262
155	1	La Luisiana	2,9174
156	1	La Luisiana	6,1214
157	1	La Luisiana	5,9988

	TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR	
	PLANO PARCELARIO	CÓDIGO 2526-CIV-002
	AUTOR FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA JUL-2025



Punto 1:
 X: 304.565
 Y: 4.160.842
 Altitud (m): 165

Punto 2:
 X: 307.015
 Y: 4.161.333
 Altitud (m): 179

Punto 3:
 X: 307.015
 Y: 4.161.125
 Altitud (m): 180

Punto 7:
 X: 304.378
 Y: 4.159.260
 Altitud (m): 175

Punto 6:
 X: 306.024
 Y: 4.158.907
 Altitud (m): 175

Punto 5:
 X: 306.891
 Y: 4.158.929
 Altitud (m): 178

Punto 4:
 X: 307.926
 Y: 4.159.184
 Altitud (m): 178

125 m 600 m

 ESCALA 1:25000 / Original A-3
 Sistema de coordenadas: UTM, huso30 N

	TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR	
	PLANO EMPLAZAMIENTO	CÓDIGO 2526-CIV-003
	AUTOR FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA JUL - 2025



LEYENDA

REGIÓN Y ÁREA

- I UNIDAD MANCHEGO TOLEDANA
 - I1 y I2 FORMAS DE RELIEVE ACUSADAS
- II DEPRESIÓN BÉTICA
 - II1 y II1' FORMAS DE RELIEVE LLANAS
 - II2 y II3 FORMAS DE RELIEVE ALOMADAS
- III EMERSIÓN BÉTICA
 - III1, III2, III3 FORMAS DE RELIEVE ALOMADAS

CONDICIONES CONSTRUCTIVAS

- MUY FAVORABLES - FAVORABLES
- ACEPTABLES
- MUY DESFAVORABLES
- DESFAVORABLES

PROBLEMAS "TIPO" EXISTENTES

- LITOLÓGICOS
- GEOMORFOLÓGICOS
- HIDROLÓGICOS
- GEOTÉCNICOS



TÍTULO
ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON
ENERGÍA TERMOSOLAR

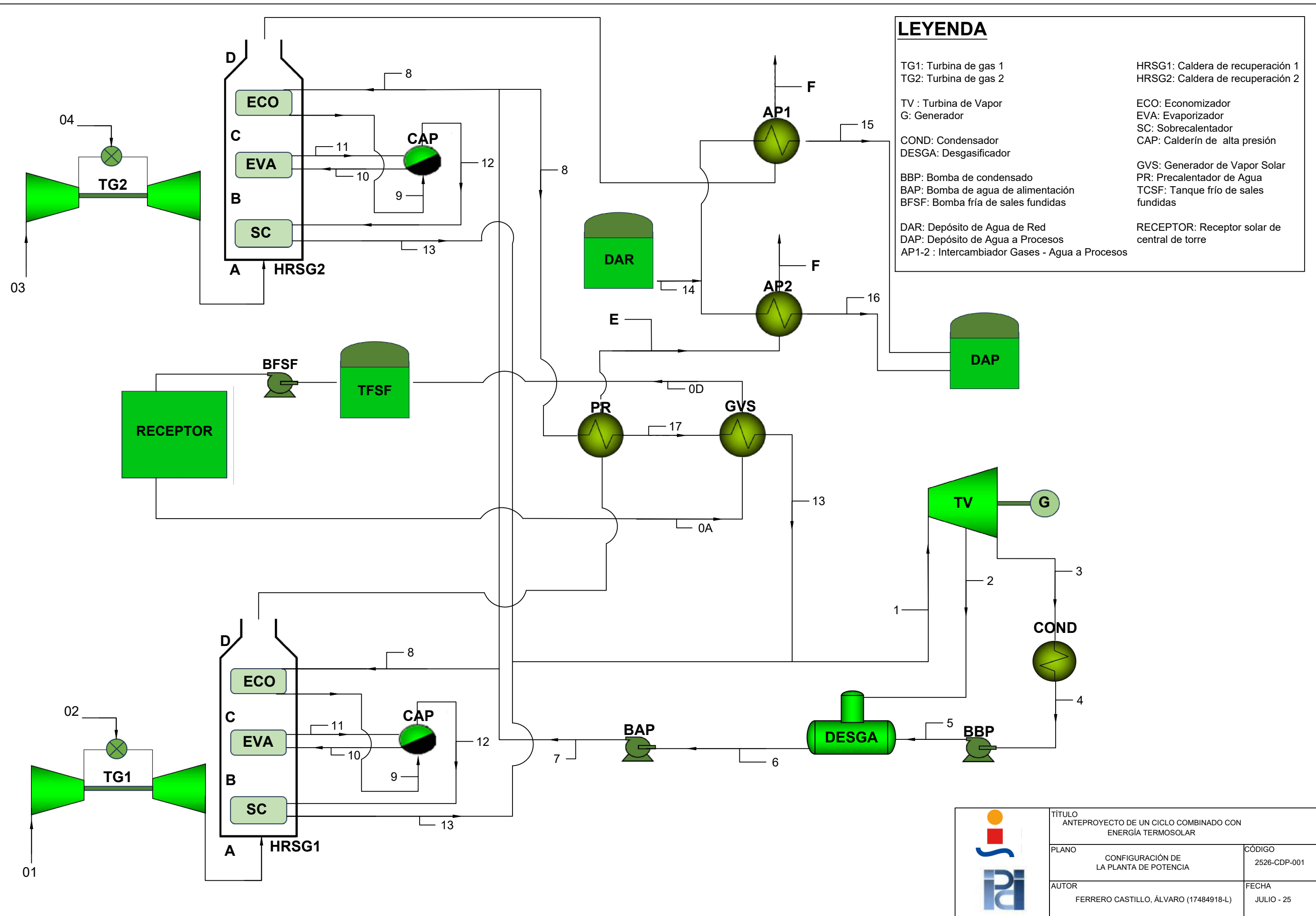
PLANO
ANÁLISIS GEOTÉCNICO

CÓDIGO
2526-CIV-004

AUTOR
FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)

FECHA
JUL - 2025

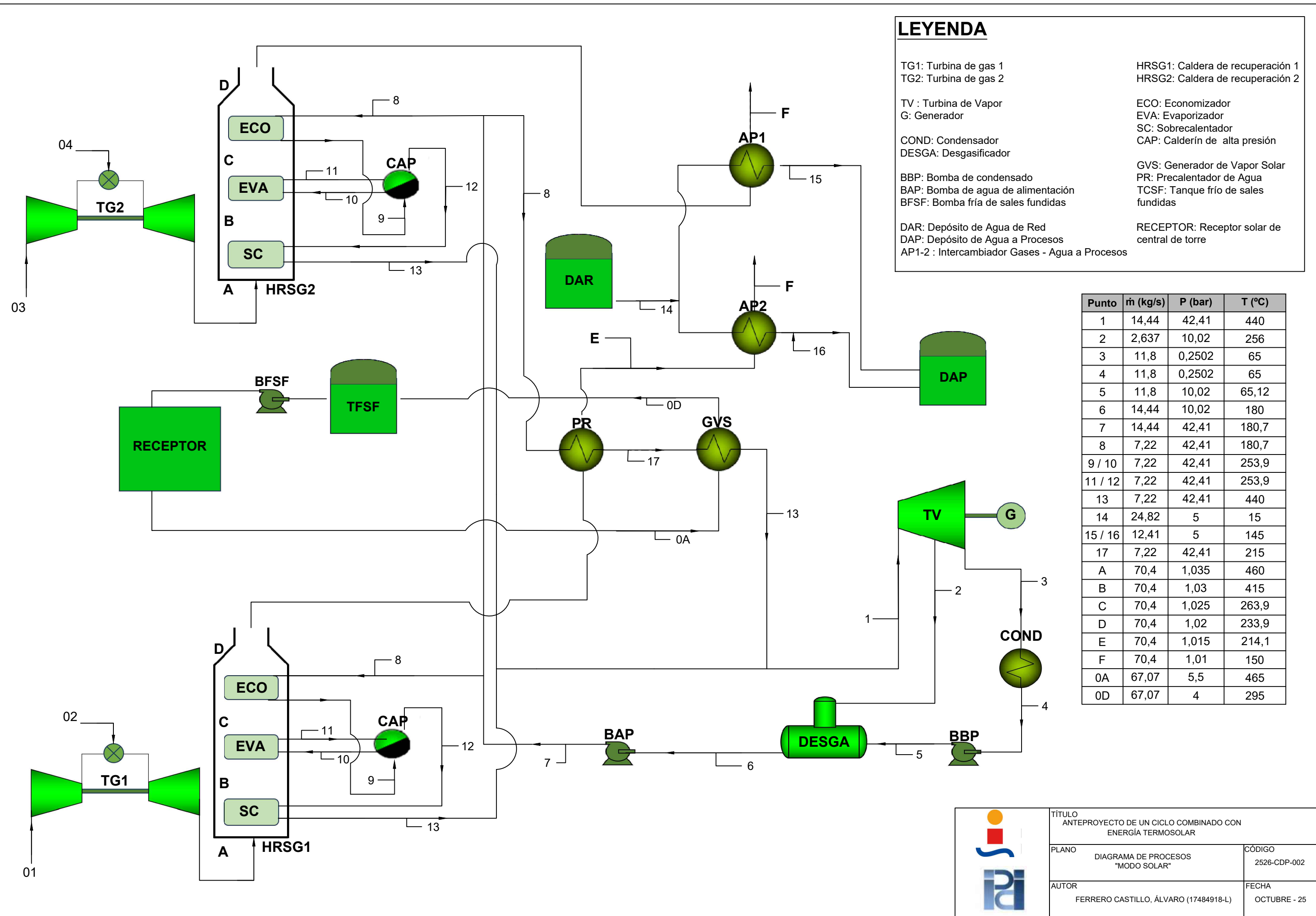
ESCALA 1:250000 / Original A-3



LEYENDA

- TG1: Turbina de gas 1
- TG2: Turbina de gas 2
- TV : Turbina de Vapor
- G: Generador
- COND: Condensador
- DESGA: Desgasificador
- BBP: Bomba de condensado
- BAP: Bomba de agua de alimentación
- BFSF: Bomba fría de sales fundidas
- DAR: Depósito de Agua de Red
- DAP: Depósito de Agua a Procesos
- AP1-2 : Intercambiador Gases - Agua a Procesos
- HRSG1: Caldera de recuperación 1
- HRSG2: Caldera de recuperación 2
- ECO: Economizador
- EVA: Evaporizador
- SC: Sobrecalentador
- CAP: Calderín de alta presión
- GVS: Generador de Vapor Solar
- PR: Precalentador de Agua
- TCSF: Tanque frío de sales fundidas
- RECEPTOR: Receptor solar de central de torre

	TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR	
	PLANO CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA DE POTENCIA	CÓDIGO 2526-CDP-001
	AUTOR FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA JULIO - 25

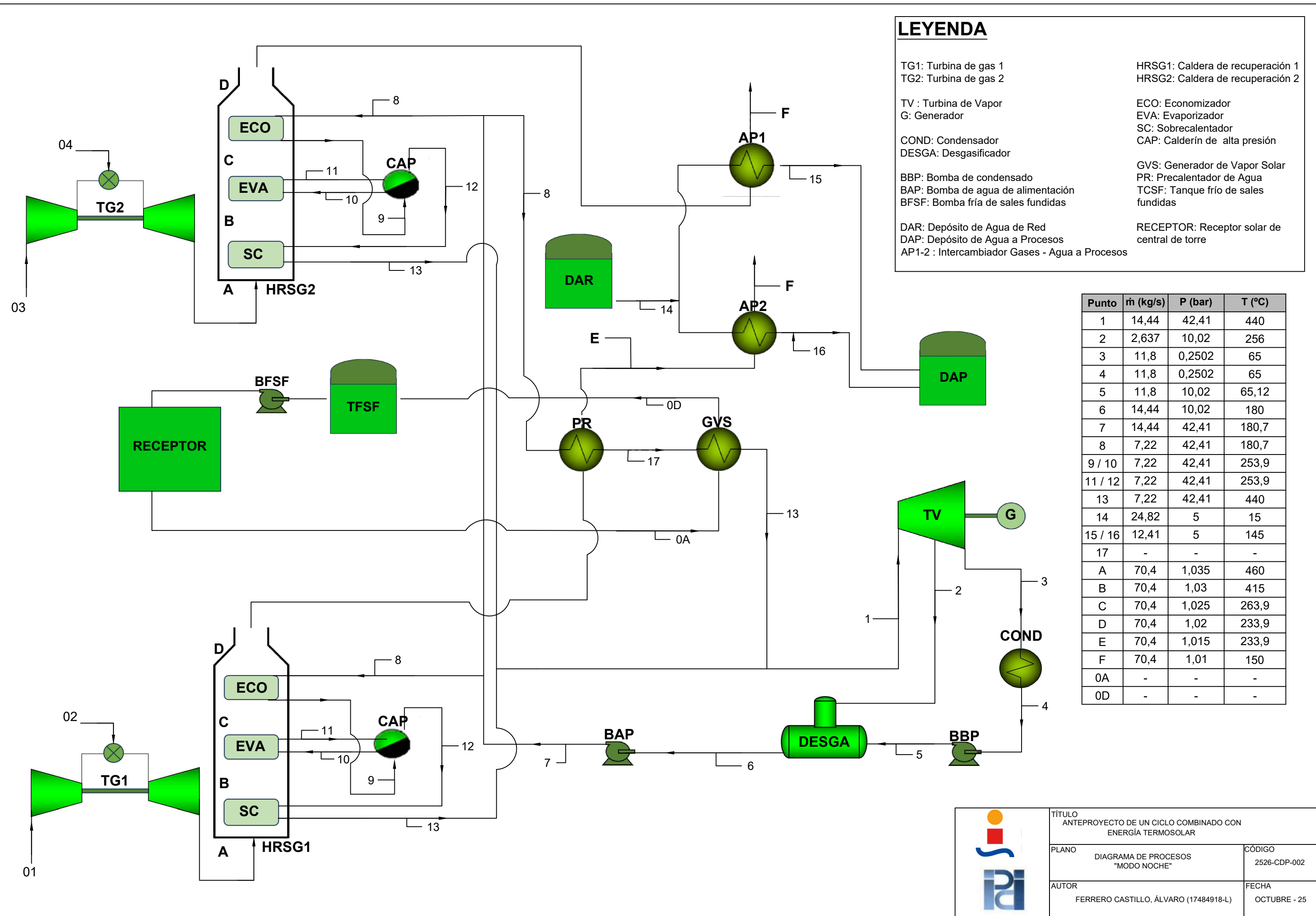


LEYENDA

- TG1: Turbina de gas 1
- TG2: Turbina de gas 2
- TV : Turbina de Vapor
- G: Generador
- COND: Condensador
- DESGA: Desgasificador
- BBP: Bomba de condensado
- BAP: Bomba de agua de alimentación
- BFSF: Bomba fría de sales fundidas
- DAR: Depósito de Agua de Red
- DAP: Depósito de Agua a Procesos
- AP1-2 : Intercambiador Gases - Agua a Procesos
- HRSG1: Caldera de recuperación 1
- HRSG2: Caldera de recuperación 2
- ECO: Economizador
- EVA: Evaporizador
- SC: Sobrecalentador
- CAP: Calderín de alta presión
- GVS: Generador de Vapor Solar
- PR: Precalentador de Agua
- TCSF: Tanque frío de sales fundidas
- RECEPTOR: Receptor solar de central de torre

Punto	ṁ (kg/s)	P (bar)	T (°C)
1	14,44	42,41	440
2	2,637	10,02	256
3	11,8	0,2502	65
4	11,8	0,2502	65
5	11,8	10,02	65,12
6	14,44	10,02	180
7	14,44	42,41	180,7
8	7,22	42,41	180,7
9 / 10	7,22	42,41	253,9
11 / 12	7,22	42,41	253,9
13	7,22	42,41	440
14	24,82	5	15
15 / 16	12,41	5	145
17	7,22	42,41	215
A	70,4	1,035	460
B	70,4	1,03	415
C	70,4	1,025	263,9
D	70,4	1,02	233,9
E	70,4	1,015	214,1
F	70,4	1,01	150
0A	67,07	5,5	465
0D	67,07	4	295

TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR		
PLANO	DIAGRAMA DE PROCESOS "MODO SOLAR"	CÓDIGO 2526-CDP-002
AUTOR	FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA OCTUBRE - 25

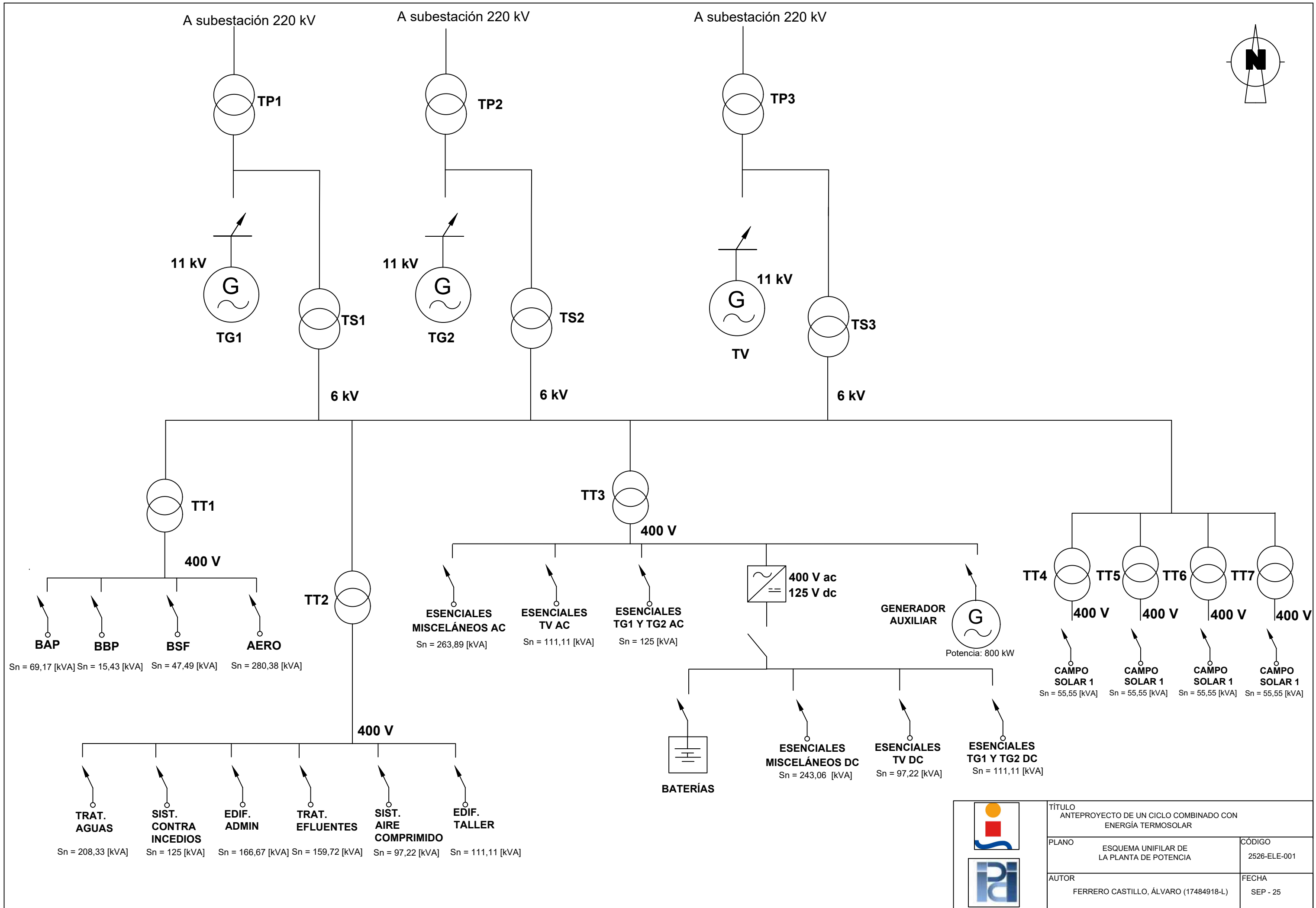


LEYENDA

- TG1: Turbina de gas 1
- TG2: Turbina de gas 2
- TV : Turbina de Vapor
- G: Generador
- COND: Condensador
- DESGA: Desgasificador
- BBP: Bomba de condensado
- BAP: Bomba de agua de alimentación
- BFSF: Bomba fría de sales fundidas
- DAR: Depósito de Agua de Red
- DAP: Depósito de Agua a Procesos
- AP1-2 : Intercambiador Gases - Agua a Procesos
- HRSG1: Caldera de recuperación 1
- HRSG2: Caldera de recuperación 2
- ECO: Economizador
- EVA: Evaporizador
- SC: Sobrecalentador
- CAP: Calderín de alta presión
- GVS: Generador de Vapor Solar
- PR: Precalentador de Agua
- TCSF: Tanque frío de sales fundidas
- RECEPTOR: Receptor solar de central de torre

Punto	ṁ (kg/s)	P (bar)	T (°C)
1	14,44	42,41	440
2	2,637	10,02	256
3	11,8	0,2502	65
4	11,8	0,2502	65
5	11,8	10,02	65,12
6	14,44	10,02	180
7	14,44	42,41	180,7
8	7,22	42,41	180,7
9 / 10	7,22	42,41	253,9
11 / 12	7,22	42,41	253,9
13	7,22	42,41	440
14	24,82	5	15
15 / 16	12,41	5	145
17	-	-	-
A	70,4	1,035	460
B	70,4	1,03	415
C	70,4	1,025	263,9
D	70,4	1,02	233,9
E	70,4	1,015	233,9
F	70,4	1,01	150
0A	-	-	-
0D	-	-	-

TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR		
PLANO	DIAGRAMA DE PROCESOS "MODO NOCHE"	CÓDIGO 2526-CDP-002
AUTOR	FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA OCTUBRE - 25

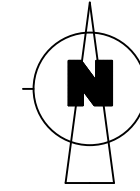



Sn = 69,17 [kVA] Sn = 15,43 [kVA] Sn = 47,49 [kVA] Sn = 280,38 [kVA]

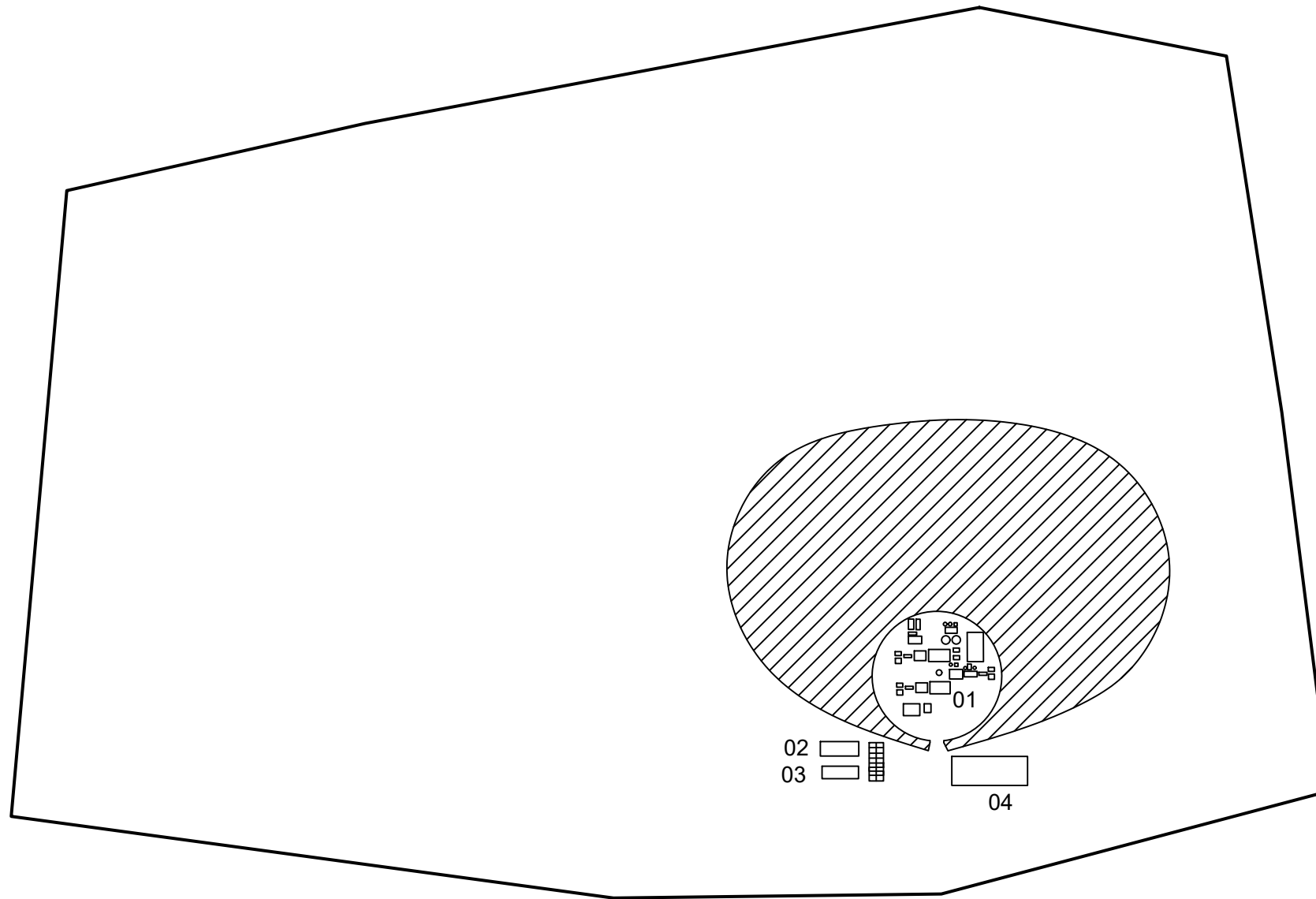
Sn = 208,33 [kVA] Sn = 125 [kVA] Sn = 166,67 [kVA] Sn = 159,72 [kVA] Sn = 97,22 [kVA] Sn = 111,11 [kVA]



TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR		
PLANO	ESQUEMA UNIFILAR DE LA PLANTA DE POTENCIA	CÓDIGO 2526-ELE-001
AUTOR	FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA SEP - 25




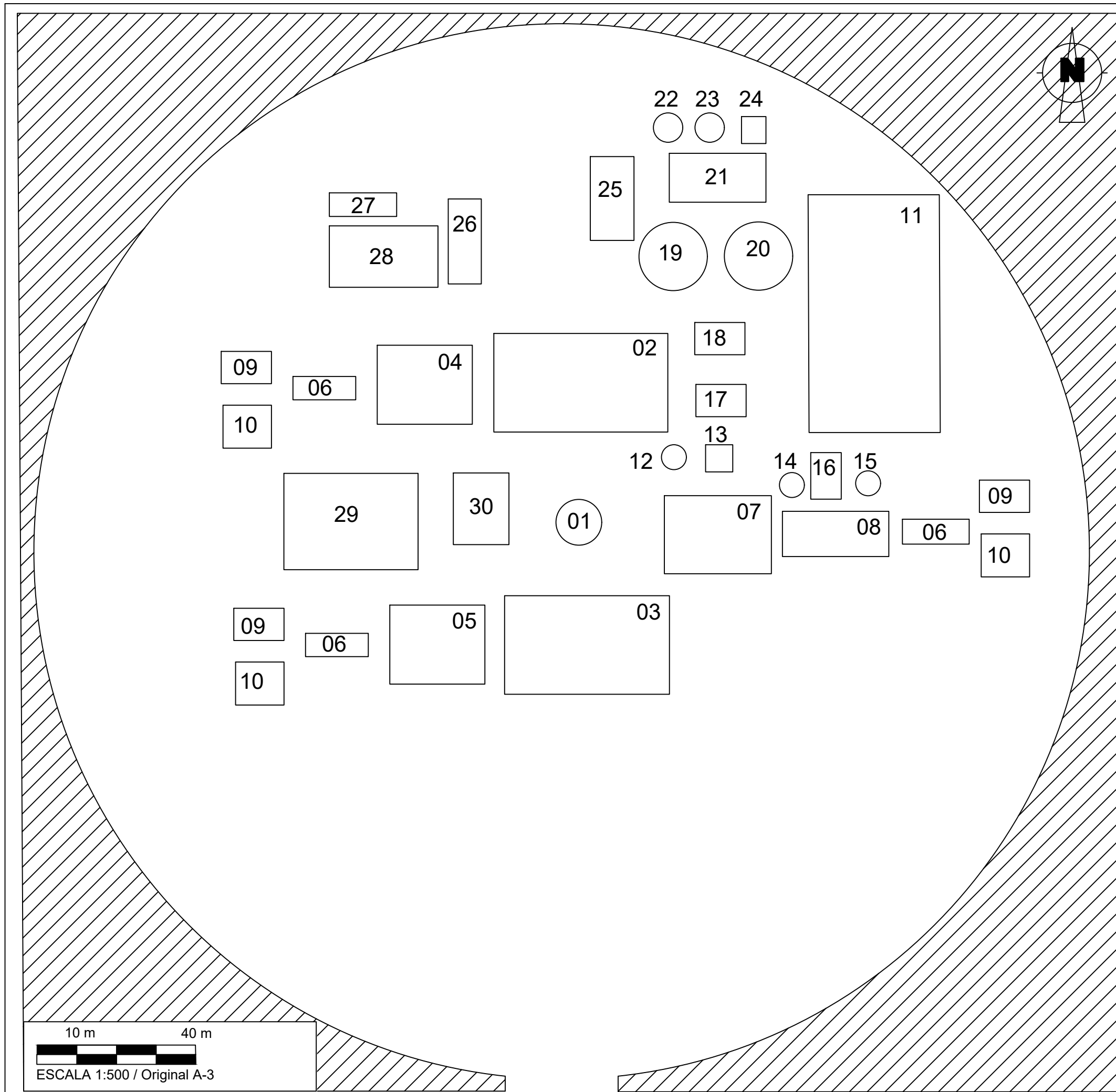
- 01 ISLA DE POTENCIA
- 02 EDIFICIOS DE ADMINISTRACIÓN
- 03 TALLER
- 04 SUBSTACIÓN
- CAMPO SOLAR 





125 m 600 m


ESCALA 1:25000 / Original A-3

	TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR	
	PLANO PLANO DE IMPLANTACIÓN DE LA PLANTA DE POTENCIA	CÓDIGO 2526-CIV-005
	AUTOR FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA JUL-2025



- | | | |
|--|-------------|---|
| 01 RECEPTOR SOLAR | CAMPO SOLAR |  |
| 02 HRSG 1 | | |
| 03 HRSG 2 | | |
| 04 TURBINA DE GAS 1 | | |
| 05 TURBINA DE GAS 2 | | |
| 06 GENERADOR ELÉCTRICO | | |
| 07 GENERADOR DE VAPOR SOLAR | | |
| 08 TURBINA DE VAPOR | | |
| 09 TRANSFORMADOR SERVICIOS AUXILIARES | | |
| 10 TRANSFORMADOR PRINCIPAL | | |
| 11 AEROCONDENSADOR | | |
| 12 BOMBAS HTF | | |
| 13 TANQUE HTF | | |
| 14 BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTACIÓN | | |
| 15 BOMBAS DE CONDENSADOS | | |
| 16 DESGASIFICADOR | | |
| 17 INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA PRECALENTAMIENTO DE AGUA (PRECA) | | |
| 18 INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA AGUA A PROCESOS (AP) | | |
| 19 DEPÓSITO DE AGUA A PROCESOS | | |
| 20 TANQUE DE AGUA FILTRADA | | |
| 21 PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUA Y EFLUENTES | | |
| 22 TANQUE DE AGUA OSMOTIZADA | | |
| 23 TANQUE DE AGUA DEMI | | |
| 24 PLANTA DE AIRE COMPRIMIDO | | |
| 25 SISTEMA DE NITRÓGENO | | |
| 26 ALMACENAMIENTO DE PRODUCTOS QUÍMICOS | | |
| 27 ALMACENAMIENTO DE RECURSOS TÓXICOS | | |
| 28 ERM | | |
| 29 EDIFICIO ELÉCTRICO | | |
| 30 GENERADOR DIÉSEL DE EMERGENCIA | | |

10 m 40 m

 ESCALA 1:500 / Original A-3

	TÍTULO ANTEPROYECTO DE UN CICLO COMBINADO CON ENERGÍA TERMOSOLAR	
	PLANO PLANO DE IMPLANTACIÓN DE LA ISLA DE POTENCIA	CÓDIGO 2526-CIV-006
	AUTOR FERRERO CASTILLO, ÁLVARO (17484918-L)	FECHA JUL-2025

Índice de Figuras

1.1	Tendencia del consumo de energía mundial durante 1990 – 2023 [1]	1
1.2	Mix energético global [2]	2
1.3	Emisiones mundiales de gases de efecto invernadero globales por sectores [5]	3
1.4	Evolución de las fuentes de generación de energía eléctrica [2]	4
1.5	Principales emisores de gases de efecto invernadero del mundo [5]	4
2.1	Diagrama T-s del ciclo de Carnot [6]	8
2.2	Desarrollo del diagrama T-s del ciclo de Rankine [7]	9
2.3	Diagrama T-s del ciclo de Rankine [8]	9
2.4	Irreversibilidades en la expansión y compresión del ciclo Rankine con recalentamiento en el diagrama T-s [8]	11
2.5	Comportamiento de isotermas e isóbaras frente a la modificación de la presión de escape de la turbina en el diagrama h – s [8]	12
2.6	Modificación de "Tc" en el diagrama T-s del ciclo de Rankine [8]	12
2.7	Diagrama esquemático y diagrama T-s del ciclo de Rankine con recalentamiento [9]	13
2.8	Diagrama T-s del ciclo de Brayton [8]	14
2.9	Diagrama esquemático del ciclo abierto y cerrado del ciclo de Brayton [10]	14
2.10	Evolución del rendimiento del ciclo de Brayton en función de la relación de compresión [10]	16
2.11	Montaje en un eje y doble eje del ciclo de Brayton [11]	16
2.12	Ciclo de Brayton regenerativo [11]	17
2.13	Diagrama esquemático y h-s del ciclo Brayton con compresión escalonada [6]	17
2.14	Diagrama esquemático y h-s del ciclo Brayton con expansión escalonada [6]	17
2.15	Diagrama esquemático y diagrama T - s del ciclo combinado con un nivel de presión [12]	19
2.16	Diagrama de bloques del ciclo combinado [12]	20
2.17	Diagrama T-Q y diagrama esquemático de la caldera de recuperación de un ciclo combinado a un nivel de presión [14]	21
2.18	Diagrama T-Q y diagrama esquemático el HRSG de un ciclo combinado con 2 niveles de presión en paralelo [14]	22
2.19	Diagrama T-Q y diagrama esquemático el HRSG de un ciclo combinado con 2 niveles de presión en cascada [14]	23
2.20	Diagrama T-Q y diagrama esquemático el HRSG de un ciclo combinado con 3 niveles de presión [14]	24
2.21	Diagrama T-Q de una HRSG que trabaja a 3 presiones en condiciones supercríticas [14]	24
2.22	Clasificación de las Máquinas Térmicas [15]	25
2.23	Elementos principales de una Turbina de Gas LM2500 de General Electric (aeroderivada)	26
2.24	Diagrama esquemático de un HRSG horizontal [17]	27

2.25	Localización del "Pinch Point" y el "Approach Point" en el diagrama T-Q de un HRSG [17]	27
2.26	Diagrama esquemático de un HRSG vertical sin / con combustión suplementaria respectivamente, ambas de circulación forzada [7]	28
2.27	Diagrama esquemático de un HRSG horizontal, con combustión suplementaria y circulación natural [7]	29
2.28	Elementos principales de una Turbina de Vapor	30
2.29	Ciclo con recalentamiento y Turbina de baja presión de triple y cuádruple flujo, respectivamente [7]	30
2.30	Turbina de Vapor SST-800 (Siemens) con escape axial y esquema de una Turbina de vapor con escape "Downward" , respectivamente [7]	30
2.31	Esquema de funcionamiento de una torre de refrigeración[19]	33
2.32	Eficiencia térmica en función de la temperatura de operación del receptor y el factor de concentración [23]	34
2.33	Esquema de un colector cilindro parabólico	35
2.34	Esquema de un sistema de disco parabólico con motor Stirling [26]	35
2.35	Esquema de un colector lineal Fresnel [28]	36
2.36	Esquema de una Central de Torre [29]	36
2.37	Campo de heliostatos en configuración multitorre de la central Sierra Sun Tower (California) [30]	37
2.38	Configuraciones de un campo de heliostatos de orientación norte con un receptor de una cavidad (izquierda) o con tres (derecha) [30]	37
2.39	Configuración de un campo de heliostatos circular con desplazamiento del receptor hacia el sur [30]	38
2.40	Diagrama de flujo del fluido de trabajo y diagrama esquemático del receptor externo [31]	38
2.41	Diagrama de un receptor de cavidad [32]	39
2.42	Diagrama de un receptor volumétrico [33]	39
2.43	Diagrama de un receptor de lecho fluido [33]	39
2.44	Modos de operación de una central de ciclo combinado con hibridación termosolar [36]	41
2.45	Diagrama de funcionamiento de una central ISCC con CCP [39]	42
2.46	Diagrama de funcionamiento de una central ISCC con CCP implementado en el ciclo de alta [37]	42
2.47	Esquema de un ciclo combinado con la hibridación de la central de torre en el ciclo de alta [41]	43
4.1	Recorte del Mapa Geotécnico General, hoja 76 [42]	49
4.2	Mapa de Formaciones Superficiales y Sustrato, hoja 76 [42]	49
4.3	Recorte del Mapa de Características Geomórficas, hoja 76 [42]	50
4.4	Recorte del Mapa de Características Hidrológicas, hoja 76 [42]	51
4.5	Recorte del Mapa de Características Geotécnicas, hoja 76 [42]	51
4.6	GHI diario del año típico meteorológico (TMY) en Cañada Rosal [43]	53
4.7	DNI diario del año típico meteorológico (TMY) en Cañada Rosal [43]	53
4.8	La temperatura máxima (línea roja) y la temperatura mínima (línea azul) promedio diaria con las bandas de los percentiles 25º a 75º, y 10º a 90º. Las líneas delgadas punteadas son las temperaturas promedio percibidas correspondientes [44]	54
4.9	El porcentaje de tiempo pasado en cada banda de cobertura de nubes, categorizado según el porcentaje del cielo cubierto de nubes [44]	54
4.10	El porcentaje de días en los que se observan diferentes tipos de precipitación, excluidas las cantidades ínfimas: solo lluvia, solo nieve, mezcla (llovió y nevó el mismo día) [44]	55
4.11	La lluvia promedia (línea sólida) acumulada en un período 31 días en un escala móvil, centrado en el día en cuestión, con las bandas de percentiles del 25º al 57º y del 10º al 90º [44]	55
4.12	El porcentaje de tiempo pasado en varios niveles de comodidad de humedad, categorizado por el punto de rocío [44]	56

4.13	El promedio de la velocidad media del viento por hora (línea gris oscuro), con las bandas de percentil 25º a 75º y 10º a 90º [44]	56
5.1	Diagrama básico de un ciclo combinado con configuración 2x2x1 [61]	59
5.2	Ilustración del conjunto generador impulsado por la turbina de gas "Titan250" de Solar Turbine	60
5.3	Evolución del rendimiento del ciclo y el contenido de humedad en el escape de la turbina al variar la presión de entrada P1	63
5.4	Diagrama T-s del ciclo de Rankine con P1 = 42,41 bar	65
5.5	Diagrama h-s del ciclo de Rankine con P1 = 42,41 bar	65
5.6	Diagrama T-Q del HRSG1 Y HRSG2 con P1 = 42,41 bar	66
5.7	Diagrama T-Q de los intercambiadores de calor AP1 y AP2	66
5.8	Diagrama T-Q del condensador	67
5.9	Diagrama T-Q del GVS	69
5.10	Diagrama T-Q del Precalentador	70
5.11	Diagrama T-Q del GVS precalentamiento de agua	70
5.12	Diagrama T-Q del AP2	70
5.13	Esquema del modo de operación FSM [36]	71
6.1	Turbina de gas "Titan 250" elaborada por la empresa Solar Turbines	73
6.2	Turbina de vapor "D-R Tandem" elaborada por la empresa Siemens Energy	74
6.3	Bomba MSD multietapa partida axialmente de la marca Sulzer [45]	75
6.4	Rango de trabajo de la bomba MSD multietapa partida axialmente de la marca Sulzer [45]	76
6.5	Bomba de aspiración axial ZE/ZF de la marca Sulzer [46]	76
6.6	Rango de trabajo de la bomba ZE/ZF de la marca Sulzer [46]	77
6.7	Bomba de circulación de sales fundidas VEY de la marca Sulzer [47]	77
6.8	Rango de trabajo de la bomba VEY de la marca Sulzer [47]	78
6.9	Patrones de circulación del fluido en un receptor solar de torre	79
6.10	Distribución de los heliostatos en el campo solar. Generado por el software SAM	81
6.11	Esquema de un aercondensador [48]	82
6.12	Esquema de un intercambiador de calor de carcasa y tubo [49]	83
7.1	Funcionamiento de la ERM [19]	89
8.1	Ilustración de un generador eléctrico síncrono [55]	96
8.2	Localización de la subestación eléctrica de conexión respecto a la planta de potencia	98
9.1	Flujos de caja de la inversión. (Flujo desembolso inicial no incluido)	104
9.2	Comparación del LCOE de diferentes tecnologías [57]	104
9.3	Análisis de sensibilidad del precio del gas natural	105
9.4	Flujos de caja de la inversión con un precio del gas natural a 32,98 €/MWh. (Flujo desembolso inicial no incluido)	106
9.5	Análisis de sensibilidad del precio de venta de la energía eléctrica	106
9.6	Flujos de caja de la inversión con un precio de venta de la energía eléctrica de 103,7 €/MWh. (Flujo desembolso inicial no incluido)	107
9.7	Análisis de sensibilidad del porcentaje de la subvención estatal aplicado al CAPEX	107
9.8	Flujos de caja de la inversión con una subvención estatal del 16% respecto al CAPEX. (Flujo desembolso inicial no incluido)	108
B.1	Factor de corrección "F" para un intercambiador de flujo cruzado sin mezcla entre fluidos [49]	144
D.1	TMY del perfil horario de la DNI correspondiente en Cañada Rosal, obtenido mediante SAM	152
D.2	Valores obtenidos del sistema francés	154

Índice de Tablas

2.1	Temperaturas de admisión, cesión y rendimiento equivalente de Carnot de la turbina de gas y vapor [6]	18
2.2	Comparativa de la temperatura de admisión, cesión y rendimiento equivalente de Carnot de la turbina de gas y de vapor frente al ciclo combinado [6]	20
2.3	Comparativa de las características de las tecnologías termosolares [34] [35]	40
5.1	Especificaciones de la turbina de gas "Titan250" de Solar Turbine	60
5.2	Características iniciales de los puntos del ciclo	63
5.3	Características de los puntos del ciclo en "Modo noche" con $P_1 = 42,41$ bar	64
5.4	Temperatura de los gases de escape a su paso por el ciclo	64
5.5	Resultados finales del ciclo operando en el "Modo noche"	67
5.6	Características de los puntos del ciclo en "Modo Solar" con $P_1 = 42,41$ bar	68
5.7	Temperatura de los gases de escape a su paso por el ciclo	68
5.8	Resultados finales del ciclo operando en el "Modo Solar"	71
6.1	Parámetros a satisfacer de las bombas principales del ciclo de potencia	75
6.2	Principales parámetros del receptor solar	79
6.3	Características del heliostato	81
6.4	Características del campo solar	81
6.5	Características principales del aerocondensador	82
6.6	Características principales del economizador del GVS	84
6.7	Características principales del evaporizador del GVS	84
6.8	Características principales del sobrecalentador del GVS	84
6.9	Composición molar de los gases de escape	85
6.10	Características principales del intercambiador carcasa y tubo "PRECA"	85
6.11	Características principales del intercambiador carcasa y tubo "AP1 y AP2"	85
6.12	Coefficientes globales de transferencia "U" utilizados para cada zona del HRSG [50]	86
6.13	Valores característicos del HRSG	86
8.1	Características del generador eléctrico de la turbina de gas	97
8.2	Características del generador eléctrico de la turbina de vapor	97
8.3	Consumo de los principales consumidores de la planta de potencia	100
9.1	Partidas que conforman el CAPEX	101
9.2	Partidas que conforman el OPEX	102
9.3	Términos de amortización y costes periódicos (Sistema francés)	103
9.4	VAN, TIR y LCOE del proyecto	103

B.1	Datos de partida para el dimensionamiento del HRSG	143
D.1	Coeficientes de escalado de los equipos principales [52]	148
D.2	Valores del parámetro CEPCI para los años 2016 y 2024 [52] [58]	149
D.3	Costes asociados a la disciplina de eléctrica	149
D.4	Costes asociados a la disciplina de mecánica	150
D.5	Costes asociados a la disciplina de civil	150
D.6	Costes asociados a la disciplina de instrumentación y control	150
D.7	Resumen de costes del combustible usado en la planta de potencia	152
D.8	Resumen de costes del agua utilizada en la planta de potencia	153
D.9	Cálculos de ingresos por la venta de energía eléctrica	153

Bibliografía

- [1] Enerdata. Estadísticas de consumo energético mundial. <https://datos.enerdata.net/energia-total/datos-consumo-internacional.html>, 2023. [En línea].Accedido el 20 de diciembre de 2024.
- [2] International Energy Agency (IEA). World energy outlook 2024 – executive summary. <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2024/executive-summary?language=es>, 2024. [En línea].Accedido el 20 de diciembre de 2024.
- [3] ASONGD. Cop29: Expectativas y cambio climático. https://asongd.org/sevilla_cooper/cop29-expectativas-cambio-climatico, 2024. [En línea].Accedido el 20 de diciembre de 2024.
- [4] National Geographic. Gases de efecto invernadero: ¿qué son y qué hacen? <https://www.nationalgeographic.es/medio-ambiente/gases-efecto-invernadero-que-son-hacen>, 2024. [En línea].Accedido el 18 de abril de 2025.
- [5] Parlamento Europeo. Emisiones de gases de efecto invernadero por país y sector (infografía). <https://www.europarl.europa.eu/topics/es/article/20180301STO98928/emisiones-de-gases-de-efecto-invernadero-por-pais-y-sector-infografia>, 2018. [En línea].Accedido el 18 de abril de 2025.
- [6] Gonzalo Sánchez Martínez. Apuntes de la asignatura turbina de gas y ciclos combinados de 4º ingeniería de la energía, 2024. Grupo de Máquinas y Motores Térmicos, Departamento de Ingeniería Energética, Universidad de Sevilla.
- [7] Gonzalo Sánchez Martínez. Apuntes de la asignatura plantas de potencia de vapor de 4º ingeniería de la energía, 2024. Grupo de Máquinas y Motores Térmicos, Departamento de Ingeniería Energética, Universidad de Sevilla.
- [8] Yunus A. Çengel and Michael A. Boles. *Termodinámica*. McGraw Hill, México, 2012.
- [9] Apuntes de la asignatura ingeniería térmica del grado de ingeniería de la organización industrial, 2016. Universidad Rey Juan Carlos. Curso académico 2015-2016.
- [10] Departamento de Física Aplicada III de la Universidad de Sevilla. Ciclo brayton. http://tesla.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton, 2025. [En línea].Accedido el 6 de enero de 2025.
- [11] C. Rodríguez Morillo. Estudio teórico y práctico del fenómeno de fouling en turbocompresores axiales. Escuela Técnica Superior de Ingeniería de la Universidad de Sevilla.
- [12] Renzon Cosme Pecho. Ciclos de potencia de vapor y combinados. Universidad Autónoma del Perú, 2016. [En línea]. Accedido el 11 de febrero de 2025.

- [13] Rolf Kehlhofer. *Combined-cycle gas and steam turbine power plants*. Pennwell Publ., 2nd ed. edition, 1999.
- [14] J. Pineda Fabra. Estudio de viabilidad termoeconómica de la implantación de un sistema de enfriamiento del aire de la entrada de la turbina de gas para una planta de ciclo combinado. Proyecto fin de carrera, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Universidad de Sevilla, 2005.
- [15] Tomás Sánchez Lencero, Antonio Muñoz Blanco, and Juan José Ruiz Marín. Apuntes de la asignatura de máquinas térmicas de 3º ingeniería de la energía. Grupo de Máquinas y Motores Térmicos, Departamento de Ingeniería Energética, Universidad de Sevilla.
- [16] Meherwan P. Boyce. An overview of gas turbines. *Gas Turbine Engineering Handbook*, pages 3–56, 1 2006.
- [17] Ahmed Shams El din Ahmed, Mostafa A. Elhosseini, and Hesham Arafat Ali. Modelling and practical studying of heat recovery steam generator (hrsg) drum dynamics and approach point effect on control valves. *Ain Shams Engineering Journal*, 9:3187–3196, 12 2018.
- [18] Kehuan Pumps. Selecting the right pump for power generation applications. <https://es.kehuanpumps.com/news/selecting-the-right-pump-for-power-generation-applications>, 2025. Accedido el 29 de diciembre de 2024.
- [19] Santiago García Garrido. *Operación y mantenimiento de centrales de ciclo combinado*. Ediciones Díaz de Santos, 2011.
- [20] Seguas. Torres de refrigeración: refrigeración industrial eficiente. <https://www.seguas.com/torres-refrigeracion-refrigeracionindustrial-eficiente/>, 2025. Accedido el 29 de diciembre de 2024.
- [21] IRENA. Renewable energy capacity statistics 2024. https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2022/Apr/IRENA_RE_Capacity_Statistics_2024.pdf, 2025. Accedido el 29 de diciembre de 2024.
- [22] Red Eléctrica de España. Generación total de energía eléctrica. <https://www.sistemaelectricoree.es/informe-del-sistema-electrico/generacion/generacion-de-energia-electrica/generacion-total-de-energia-electrica>, 2025. Accedido el 2 de abril de 2025.
- [23] Cristóbal Villasante. Revisión de la energía termoeléctrica. <http://www.sc.ehu.es/sbweb/energiasrenovables/temas/termoelectrica/revision/revision.html>, 2025. Accedido el 13 de febrero de 2025.
- [24] Agencia Andaluza de la Energía. Tecnología termosolar: generalidades. https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/sites/default/files/Documentos/tecnologia_termosolar_generalidades.pdf, 2025. Accedido el 30 de diciembre de 2024.
- [25] Marcos Serrano Hernandez. Centrales termosolares: Ccp, fresnel, torre | la batalla solar: ¿fotovoltaica o termosolar? 11 2018.
- [26] The Morning Star G2. The morning star g2. <https://themorningstarg2.wordpress.com>, 2025. Accedido el 30 de diciembre de 2024.
- [27] Renovetec. Centrales de c. cilindro parabólico. <https://www.centrales termosolares.com/centrales-de-c-cilindro-parabolico>, 2025. Accedido el 30 de diciembre de 2024.

- [28] W. Carrión-Chamba, W. Murillo-Torres, and A. Montero-Izquierdo. A review of the state-of-the-art of solar thermal collectors applied in the industry. *Ingenius, Revista de Ciencia y Tecnología*, (27):59–73, 2022.
- [29] V. Ruíz, M. Silva, I. Lillo, S. Moreno, J. Domínguez, M. Blanco, L. Ramírez, M. Sánchez, J. García-Barberena, P. García, E. Pascal, A. Maraver, B. Cárdenas, A. Regidor, J. Muñoz, I. Pallardo, and S. Luna. Evaluación del potencial de energía solar termoeléctrica. estudio técnico per 2011 - 2020. Technical report, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), 2011. Informe técnico.
- [30] Rubén Herrero Núñez. Estudio de varias configuraciones de plantas termosolares con tecnología de receptor central y diseño de una central con configuración multitorre, 2014. Tutor: Antonio Acosta Iborra.
- [31] Mianshan Cui, Qiang Zhang, Kaijun Jiang, Menglian Zheng, Yuguang Niu, and Ziqian Tian. A multi-objective control strategy for molten salt external receiver in solar tower power plant. *Applied Thermal Engineering*, 275:126818, 9 2025.
- [32] William B. Stine and Michael Geyer. *Power From The Sun*. Self-published, 2001. Accessed: 2025-06-17.
- [33] Miguel Larrañeta Gómez Caminero. Apuntes de la asignatura energías renovables de 3º ingeniería de la energía, 2024. Grupo de Investigación de Termodinámica y Eenergía Renovables, Universidad de Sevilla.
- [34] Adham Mohamed Abdelhalim. Comparison of control systems and optimization strategies in integrated solar combined cycle (iscc) power plants. 1 2025.
- [35] Muhammad Imran Khan, R. Gutiérrez-Alvarez, Faisal Asfand, Yusuf Bicer, Sgouris Sgouridis, Sami G. Al-Ghamdi, Hussam Jouhara, M. Asif, Tonni Agustiono Kurniawan, Muhammad Abid, Apostolos Pesyridis, and Muhammad Farooq. The economics of concentrating solar power (csp): Assessing cost competitiveness and deployment potential. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 200:114551, 8 2024.
- [36] Adrián Muñoz de Palacio. Diseño óptimo de una planta de potencia eléctrica basada en un ciclo combinado con hibridación termosolar, March 2020. Trabajo de Fin de Grado.
- [37] Jessica Settino, Vittorio Ferraro, and Pietropaolo Morrone. Energy analysis of novel hybrid solar and natural gas combined cycle plants. *Applied Thermal Engineering*, 230:120673, 7 2023.
- [38] IDOM. Ciclos híbridos en hassi r'mel (argelia) 150 mw y ain beni mathar (marruecos) 450 mw. <https://www.idom.com/proyecto/ciclos-hibridos-en-hassi-rmelargelia-150-mw-y-ain-beni-mathar-marruecos-450-mw/>, 2025. Accedido el 14 de febrero de 2025.
- [39] Lazhar Achour, Malek Bouharkat, and Omar Behar. Performance assessment of an integrated solar combined cycle in the southern of algeria. *Energy Reports*, 4:207–217, 11 2018.
- [40] EM Combustión. Equipos de combustión en la planta híbrida solar-gas al-shamal. <https://emcombustion.es/equipos-de-combustion-planta-hibrida-solar-gas/>, 2020. Accedido el 14 de febrero de 2024.
- [41] M. Puppe, S. Giuliano, M. Krüger, O. Lammel, R. Buck, S. Boje, K. Saidi, U. Gampe, C. Felsmann, M. Freimark, and U. Langnickel. Hybrid high solar share gas turbine systems with innovative gas turbine cycles. *Energy Procedia*, 69:1393–1403, 5 2015.

- [42] Instituto Geológico y Minero de España (IGME). Mapa geotécnico nacional 1:200.000. memoria explicativa. hoja 76 Écija. https://info.igme.es/cartografiadigital/datos/Geotecnico200/memorias/Memoria76_GT200.pdf, 2004. Accedido el 29 de julio de 2025.
- [43] Agencia Andaluza de la Energía. Radiación solar en andalucía. <https://www.agenciaandaluzadelaenergia.es/Radiacion/radiacion1.php>, 2025. Accedido el 1 de agosto de 2025.
- [44] WeatherSpark. Clima promedio en cañada rosál, españa durante todo el año. <https://es.weatherspark.com/y/34185/Clima-promedio-en-Cañada-Rosal-España-durante-todo-el-año>, 2025. Accedido el el 31 de julio de 2025.
- [45] Sulzer Ltd. Msd bombas multietapa partida axialmente (msd axially split multistage pump). <https://www.sulzer.com/es-es/shared/products/msd-axially-split-multistage-pump>, 2024. Folleto técnico (PDF) disponible en el sitio web oficial de Sulzer.
- [46] Sulzer Ltd. Gama de bombas de aspiración axial ze/zf (ze/zf end suction pump range). <https://www.sulzer.com/es-es/shared/products/ze-zf-end-suction-pump-range>, 2025. Página de producto técnico disponible en el sitio oficial de Sulzer.
- [47] Sulzer. Bomba de sales fundidas vey y vny para plantas termosolares. <https://www.sulzer.com/es-es/shared/products/vey-molten-salt-for-concentrated-solar-power>, note = Accedido el 13 de agosto de 2025, publisher = Sulzer, 2025.
- [48] Cuadernos de Derecho para Ingenieros. Ciclos combinados. <https://cuadernosdederechoparaingenieros.com/cuadernos10/ciclos-combinados>, 2014. Accedido el 28 de septiembre de 2025.
- [49] David Velázquez Alonso. Apuntes de la asignatura tecnología energética de 3º ingeniería de la energía, 2023. Grupo de Termotecnia, Departamento de Ingeniería Energética, Universidad de Sevilla.
- [50] Babcock and Wilcox Company, editors. *Steam, its generation and use*. Babcock & Wilcox, [38th ed.] edition, 1972.
- [51] Carlos Valpuesta Lucena. Anteproyecto de una central de generación de potencia basada en un ciclo combinado a partir de cuatro unidades de turbinas de gas, 2019.
- [52] José Antonio Vélez Godiño. Apuntes de la asignatura proyectos de 3º ingeniería de la energía, 2023. Departamento de Ingeniería Construcción y Proyectos de Ingeniería, Universidad de Sevilla.
- [53] Santiago García Garrido. *Ingeniería de centrales termosolares CCP: estado del arte en tecnología termosolar*. Renovetec, Fuenlabrada, Madrid, 2010.
- [54] Francisco Casado Machado and Javier Florencio Alonso Pérez. Apuntes de la asignatura sistemas eléctricos en plantas de potencia de 4º ingeniería de la energía, 2024/2025.
- [55] Máquinas Eléctricas G3. Principio de funcionamiento. clasificación. partes que lo conforman. Blog: Máquinas Eléctricas G3, 2020. Accedido el 21 de agosto de 2025.
- [56] SIO Corp. Sistemas de refrigeración para transformadores. Blog SIO Corp, 2023. Accedido el 21 de agosto de 2025.
- [57] AleaSoft Energy Forecasting. The drop in the lcoe of renewable energies over the past decade drives the energy transition, 2023. Accedido el 10 de octubre de 2025.

-
- [58] Scott Jenkins. 2024 cepci updates: June (prelim.) and may (final). *Chemical Engineering*, 2024. Accedido el 25 de agosto de 2025.
- [59] TarifasdeAgua. Precio del agua en españa. <https://tarifasdeagua.es/info/precio>, 2025. Accedido el 1 de octubre de 2025.
- [60] Joint Research Centre (JRC). Données eau Énergie, 2018. Informe técnico.
- [61] Viridiana Garcia. Combustión e industria termoelectrica – entrada 116, 2015. Accedido el 9 julio 2025.