

Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Sistemas de Energía
Térmica

Simulación de una Central de Carbón e Hibridación
con Tecnologías de Concentración Solar en
Thermoflex

Autor: Irving De Gracia Gómez

Tutores: David Tomás Sánchez Martínez y Jesús Santos Egea

**Dpto. de Ingeniería Energética
Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2021



Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Sistemas de Energía Térmica

Simulación de una Central de Carbón e Hibridación con Tecnologías de Concentración Solar en Thermoflex

Autor:

Irving De Gracia Gómez

Tutores:

David Tomás Sánchez Martínez

Catedrático de Universidad

Jesús Santos Egea

Director de Departamento de Ingeniería en Abengoa

Dpto. de Ingeniería Energética
Máquinas y Motores Térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021

Trabajo Fin de Máster: Simulación de una Central de Carbón e Hibridación con Tecnologías de Concentración Solar en Thermoflex

Autor: Irving De Gracia Gómez

Tutores: David Tomás Sánchez Martínez y Jesús Santos Egea

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

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Sevilla, 2021

Agradecimientos

...A mi madre, mi hermana y su esposo

A mi pareja y amigos

A David Tomás Sánchez Martínez y a Jesús Santos Egea, por su apoyo como tutores en este proyecto...

Irving De Gracia Gómez

Sevilla, 2021

Resumen

En este trabajo se ha llevado a cabo una revisión literaria sobre el estado del arte de las plantas de carbón, seguidamente de los proyectos que se están realizando para disminuir el consumo de carbón y, por tanto, las emisiones de CO₂. También se ha realizado una simulación de una central de carbón de 350 MW en Thermoflex. Seguidamente se ha realizado un análisis de las posibles inyecciones de vapor que se podrían aplicar en una central de carbón con el objetivo de realizar una hibridación entre una planta convencional de carbón y una central de concentración solar, y así aprovechar los beneficios y las similitudes de ambas tecnologías en una planta hibridada. Posteriormente se presentan los resultados de las simulaciones realizadas y se analizan los resultados. Finalmente, se presenta una valoración global acerca de las hibridaciones, su potencial de descarbonización, las conclusiones y se incluyen los posibles trabajos a futuro.

Índice

Agradecimientos	vii
Resumen	ix
Índice	xi
Índice de Tablas	xiii
Índice de Figuras	xv
Notación	xviii
1 ANTECEDENTE	1
2 CENTRALES TÉRMICAS	9
2.1 <i>Centrales Térmicas Convencional</i>	9
2.2 <i>Centrales Termosolares</i>	11
2.2.1 Central de Concentración Solar de Receptor Central	12
2.2.2 Central de Concentración Solar con Colector Cilindro Parabólico	12
2.2.3 Almacenamiento Térmico	13
2.2.4 Situación Actual en España	13
3 ¿QUÉ SE ESTA HACIENDO EN MIRAS DE LA DESCARBONIZACIÓN?	19
4 HIBRIDACIÓN	21
4.1 <i>Rangos de Potencia</i>	21
4.2 <i>¿En qué consiste? ¿Por qué hibridar?</i>	24
4.2.1 Ventajas de una hibridación carbón-solar	24
4.2.2 Desventajas y Retos de una hibridación carbón-solar	25
4.3 <i>Central Convencional de Carbón a Hibridar</i>	25
4.4 <i>¿Dónde inyectar vapor?</i>	26
4.5 <i>Parámetros de la Hibridación</i>	27
5 CENTRAL TÉRMICA DE CARBÓN	29
5.1 <i>Caldera de Carbón Pulverizado</i>	29
5.1.1 Transferencia de Calor en la Caldera	30
5.2 <i>Parámetros de la Simulación</i>	32
5.3 <i>Resultados de la simulación</i>	34
5.4 <i>Análisis de los resultados</i>	41
5.4.1 Ciclo de Carnot como Referencia	41
5.4.2 Ciclo de Rankine	42
5.4.3 Transformación y Pérdidas de Energía	43
6 INYECCIONES DE VAPOR	47

6.1	<i>Inyecciones por estudiar</i>	47
6.1.1	Inyección 1: Inyección a la salida del Evaporador (PT)	48
6.1.2	Inyección 2: Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (PT)	49
6.1.3	Inyección 3: Inyección a la salida del Evaporador (CT)	50
6.1.4	Inyección 4: Inyección en el Recalentador (CT)	51
6.1.5	Inyección 5: Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (CT)	52
6.1.6	Caso Adicional: Inyección en la salida del Evaporador con cierre de la primera y segunda extracción de la turbina (CT).	53
6.2	<i>Resultado y Análisis de las Inyecciones</i>	54
6.2.1	Inyección 1: Inyección a la salida del Evaporador (PT)	56
6.2.2	Inyección 2: Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (PT)	58
6.2.3	Inyección 3: Inyección a la salida del Evaporador (CT)	60
6.2.4	Inyección 4: Inyección en el Recalentador (CT)	62
6.2.5	Inyección 5: Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (CT)	64
6.2.6	Caso Adicional: Inyección en la salida del Evaporador con cierre de la primera y segunda extracción de la turbina (CT).	66
6.3	<i>Valoración Global</i>	69
6.3.1	Inyecciones con la planta PT (Cilindro Parabólica)	70
6.3.2	Inyecciones con la planta CT (Torre Central)	70
7	CONCLUSIONES Y LINEAS DE DESARROLLO	71
7.1	<i>Conclusiones</i>	71
7.2	<i>Trabajos a Futuro</i>	71
8	ANEXO	73
8.1	<i>Tabla de Centrales Térmicas de Carbón en Europa, Turquía y Balcanes Occidentales.</i>	73
9	REFERENCIAS	79

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1 Consumo de energía primaria (cantidades expresadas en ktep _{PCI}). [3]	2
Tabla 1-2 Evolución porcentual del consumo de combustibles fósiles.	2
Tabla 1-3 Evolución de las emisiones según tipo de gas (kt de CO ₂ -eq).	3
Tabla 1-4 Variación porcentual de las emisiones según tipo de gas por año (kt de CO ₂ -eq).	4
Tabla 1-5 CO ₂ emitido por combustión de combustible sólido en el sector energético.	5
Tabla 2-1 Clasificación según el tipo de foco y el tipo de receptor. [14]	11
Tabla 2-2 Centrales Térmicas de Carbón que operaban a principios de 2017 y su estado actual.	16
Tabla 2-3 Tabla resumen de datos técnicos de las centrales.	17
Tabla 4-1 Número de centrales térmica de carbón ubicadas en diversos rangos de potencia.	22
Tabla 4-2 Número de centrales de carbón según el número de calderas.	23
Tabla 5-1 Condiciones de cada punto de la planta de referencia #1.	39
Tabla 5-2 Condiciones de cada punto de la planta de referencia #2.	40
Tabla 6-1 Reducción de potencia térmica de la caldera de vapor.	54
Tabla 6-2 Reducción de consumo de combustible de la caldera.	54
Tabla 6-3 Tabla resumen de resultados obtenidos.	54
Tabla 6-4 Potencia térmica transferida a cada intercambiador de calor según la inyección de vapor.	55
Tabla 6-5 Pinch Point de cada intercambiador de calor según la inyección de vapor.	55
Tabla 6-6 U*A de cada intercambiador de calor según la inyección de vapor.	55
Tabla 6-7 Tablas comparativas de la Inyección 1 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.	56
Tabla 6-8 Tablas comparativas de la Inyección 2 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.	58
Tabla 6-9 Tablas comparativas de la Inyección 3 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.	60
Tabla 6-10 Tablas comparativas de la Inyección 4 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.	62
Tabla 6-11 Tablas comparativas de la Inyección 5 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.	64
Tabla 6-12 Tablas comparativas de la Inyección 6 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.	67
Tabla 6-13 Tabla resumen del consumo de combustible y emisión de CO ₂ por kWh.	69
Tabla 6-14 Tabla resumen del consumo anual de combustible y del coste anual por emisión de CO ₂ .	69

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1 Consumo de energía primaria desde 1990 hasta 2018.	1
Figura 1-2 Variación relativa temporal del total de emisiones desde 1990 hasta 2018.	4
Figura 1-3 Contribución porcentual de los gases de efecto invernadero al total de emisiones en 2018.	4
Figura 1-4 Objetivos de España en materia de Cambio Climático para 2030 [11].	6
Figura 1-5 Escenarios de descarbonización en España hasta 2050. [12]	7
Figura 2-1 Representación esquemática de una Central Térmica Convencional. [13]	10
Figura 2-2 Proyectos de Centrales Termosolares alrededor del Mundo. [15]	11
Figura 2-3 Esquema de un Campo Solar de Receptor Central. [16]	12
Figura 2-4 Esquema de un Campo Solar de Colectores Cilindro Parabólico. [16]	12
Figura 2-5 Variación del Precio del CO ₂ desde julio 2005 hasta septiembre 2021 (EUR\$/ton) [20].	14
Figura 2-6 Variación del Precio del Carbón entre diciembre 2008 y septiembre 2021 (US\$/ton) [21].	14
Figura 2-7 Ubicación en España de las Centrales Térmicas de Carbón y la empresa propietaria.	15
Figura 3-1 Esquema de la planta de Gasificación de Vaasa, Finlandia [22].	19
Figura 4-1 Centrales de Carbón en el Continente Europeo y los Balcanes Occidentales [26].	21
Figura 4-2 Potencia de Centrales según el número de calderas.	21
Figura 4-3 Porcentaje acumulado del número de centrales su potencia.	22
Figura 4-4 Potencia de Centrales según el número de calderas.	23
Figura 4-5 Ejemplo de una hibridación entre una Central Térmica Convencional de Carbón y una Central con Colector Cilindro Parabólico. Elaboración propia basado en la referencia [27].	25
Figura 4-6 Central Térmica de Jerada [29].	25
Figura 4-7 Calentamiento del Agua de Alimentación de Alta presión [30].	26
Figura 5-1 Caldera de Carbón Pulverizado. [32]	29
Figura 5-2 Zonas de Transferencia de Calor en una Caldera de Carbón Pulverizado.	30
Figura 5-3 Diagrama simplificado de la caldera de carbón pulverizado considerada.	31
Figura 5-4 Ejemplo de diagrama T-Q en una caldera de carbón pulverizado.	31
Figura 5-5 Simulación de la Caldera de la central de carbón.	34
Figura 5-6 Diagrama T-Q de los intercambiadores de calor de la Caldera.	35
Figura 5-7 Líneas de Expansión de la Turbina de Vapor.	35
Figura 5-8 Simulación del Ciclo de Rankine de la Central de Carbón.	36
Figura 5-9 Cuerpos de la turbina de alta y media presión	37
Figura 5-10 Cuerpos de la turbina de baja presión, condensador y torre de refrigeración	37

Figura 5-11 Tren de precalentamiento del agua de condensado	38
Figura 5-12 Tren de precalentamiento del agua de alimentación y desgasificador	38
Figura 5-13 Ciclo de Carnot entre las temperaturas TL y TH .	41
Figura 5-14 Transformación y pérdidas de energía.	43
Figura 5-15 Quemador de la Caldera.	43
Figura 5-16 Generador eléctrico	45
Figura 5-17 Desglose del Consumo de Auxiliares	46
Figura 6-1 Esquema de la planta convencional de referencia.	47
Figura 6-2 Esquema de la Inyección a la salida del Evaporador (PT).	48
Figura 6-3 Esquema de la Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (PT).	49
Figura 6-4 Esquema de la Inyección a la salida del Evaporador (CT).	50
Figura 6-5 Esquema de la Inyección en el Recalentador (CT).	51
Figura 6-6 Esquema de la Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (CT).	52
Figura 6-7. Esquema de la Inyección en la salida del Evaporador con cierre de la primera y segunda extracción de la turbina.	53
Figura 6-8. Balance de la simulación de la inyección a la salida del evaporador (PT).	56
Figura 6-9 Diagrama T-Q de la inyección 1.	57
Figura 6-10 Balance de la simulación de las inyecciones en el recalentador y entre los sobrecalentadores (PT).	59
Figura 6-11 Diagrama T-Q de la inyección 2.	59
Figura 6-12 Balance de la simulación de la inyección a la salida del evaporador (CT).	61
Figura 6-13 Diagrama T-Q de la inyección 3.	61
Figura 6-14 Balance de la simulación de la inyección a la entrada del recalentador (CT).	63
Figura 6-15 Diagrama T-Q de la inyección 4.	63
Figura 6-16 Balance de la simulación de la inyección entre los sobrecalentadores y, en el recalentador (CT).	65
Figura 6-17 Diagrama T-Q de la inyección 5.	65
Figura 6-18. Simulación del caso inicial en condiciones fuera de diseño.	66
Figura 6-19 Balance de la simulación de la inyección a la salida del evaporador cerrando extracciones 1 y 2 de la turbina de alta presión (CT).	67
Figura 6-20. Diagrama T-Q del caso inicial en condiciones fuera de diseño.	68
Figura 6-21 Diagrama T-Q de la inyección del caso adicional.	68

Notación

MW	Megavatios [MJ/s]
ktep	Kilotonelada equivalente de petróleo
CSP	Central Solar de Concentración (<i>Concentrated Solar Power</i>)
PCI	Poder Calorífico Inferior [kJ/kg]
U	Coefficiente Global de Tránsito [W/m ² K]
A	Superficie de Tránsito [m ²]
ECO	Economizador
EVA	Evaporador
SH	Sobrecalentador
SH1	Sobrecalentador 1 (intermedio)
SH2	Sobrecalentador 2
RH	Recalentador
CT	Planta de Torre Central (<i>Central Tower</i>)
PT	Planta con Colector Cilindro Parabólico (<i>Parabolic Trough</i>)

1 ANTECEDENTE

Si no descarbonizamos todos los sectores de nuestra economía en las próximas décadas, es probable que las temperaturas aumenten por encima de los dos grados, con consecuencias devastadoras.

Stefan Bößner, 2018

El crecimiento de la población, el crecimiento económico y el avance de las tecnologías han supuesto un aumento del consumo de energía. Una de las formas más comunes del consumo de energía es la electricidad, la cual proviene de la transformación de una forma de energía primaria y posee una estrecha relación la emisión de gases de efecto invernadero.

Según los datos de Statista [1], España se ubicó en la posición 19 de los países que más energía primaria consumieron del mundo en 2018. Los primeros cinco puestos fueron ocupados por China, Estados Unidos, India, Rusia y Japón. De igual manera, según los datos de Statista [2], estos mismos cinco países fueron los que más CO₂ emitieron.

Para comprender el perfil de España como consumidor de energía y emisor de gases resulta interesante analizar el consumo de energía primaria. En la **Figura 1-1**, se presenta una gráfica que ayuda a visualizar el consumo en España según los tipos de fuentes desde el año 1990 hasta el 2018.

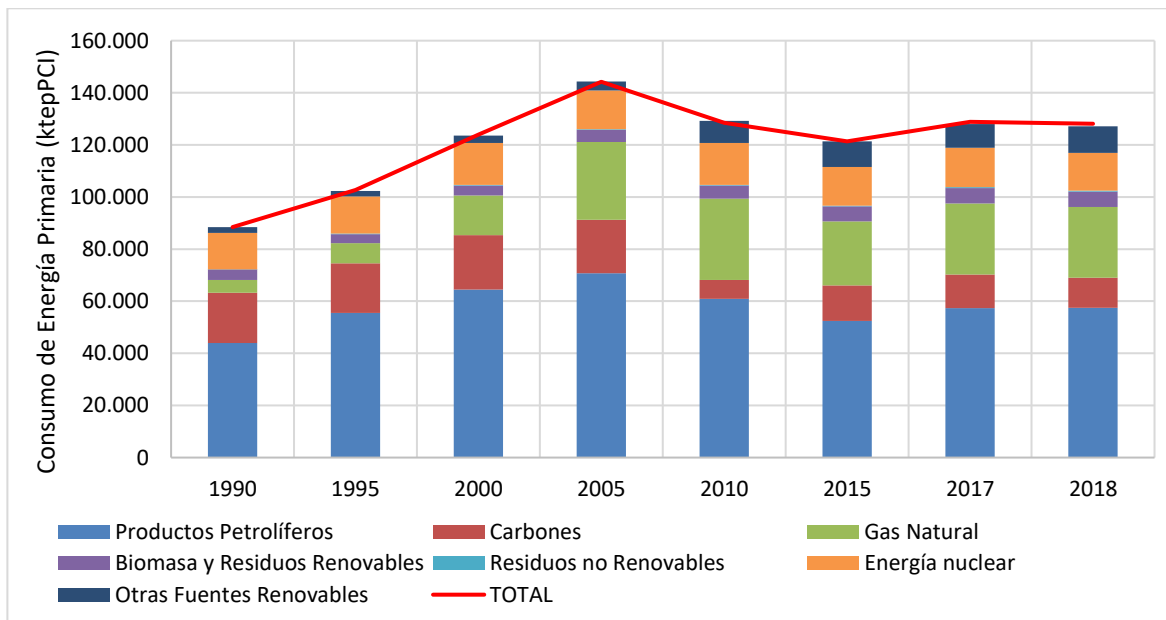


Figura 1-1 Consumo de energía primaria desde 1990 hasta 2018.

Resulta importante destacar la gran dependencia de España respecto a los productos petrolíferos, el aumento del consumo del gas natural y el notable aumento del consumo de las fuentes renovables en los últimos años. A continuación, en la **Tabla 1-1**, se presentan los datos con los que se realizó la figura anterior.

Año	Fuentes de Energía Emisoras de CO ₂					Fuentes de Energía no Emisoras de CO ₂		Saldo Eléctrico (neto)	TOTAL
	Combustibles Fósiles			Biomasa y residuos renovables	Residuos no renovables	Energía nuclear	Otras Fuentes renovables		
	Productos petrolíferos	Carbones	Gas Natural						
1990	43 950	19 289	4 970	4 007	61	13 999	2 212	-36	88 451
1995	55 553	19 004	7 722	3 469	214	14 305	2 033	386	102 686
2000	64 431	20 940	15 219	3 869	190	16 046	2 869	382	123 946
2005	70 800	20 517	29 844	4 665	189	14 842	3 468	-115	144 209
2010	60 922	7 281	31 129	5 177	174	16 135	8 479	-717	128 521
2015	52 478	13 583	24 538	5 744	252	14 903	9 845	-11	121 361
2017	57 300	12 908	27 266	6 000	260	15 131	9 150	788	128 804
2018	57 512	11 558	27 082	5 960	325	14 479	10 241	955	128 112

Tabla 1-1 Consumo de energía primaria (cantidades expresadas en kteppci). [3]

El consumo de energía primaria, a lo largo de los años, presenta una tendencia con un crecimiento ascendente del consumo de energía primaria hasta 2008. En el periodo 2008-2014, se registra un descenso en el consumo debido a la crisis económica, alcanzando niveles similares a los del final de la década de los 90. Por los próximos 3 años, se comienza a notar nuevamente un crecimiento hasta 2018 que se registra un ligero descenso.

A continuación, en la **Tabla 1-2** se presenta, en porcentajes, la evolución del consumo de combustibles fósiles, con respecto al total de energía primaria consumida desde 1990 hasta 2018.

Año	Combustibles Fósiles			
	Productos Petrolíferos	Carbones	Gas Natural	TOTAL
1990	50%	22%	6%	77%
1995	54%	19%	8%	80%
2000	52%	17%	12%	81%
2005	49%	14%	21%	84%
2010	47%	6%	24%	77%
2015	43%	11%	20%	75%
2017	44%	10%	21%	76%
2018	45%	9%	21%	75%

Tabla 1-2 Evolución porcentual del consumo de combustibles fósiles.

Se puede apreciar que la tendencia del total del consumo de combustibles fósiles se ha mantenido aproximadamente constante entre un 75% y 84%, lo que representa una variación del 9% a lo largo de casi 30 años, pero esto no representa el comportamiento que han percibido los 3 principales tipos de combustibles fósiles. Desde 1990 hasta 2018, el consumo del petróleo y sus derivados han sufrido un descenso del 5%. De igual manera, el consumo de carbón ha percibido una disminución del 13%. Esta caída del uso de estos productos se ha visto reflejada en el incremento del consumo del gas natural, el cual experimentó un auge del 15%.

El consumo de energía primaria a partir de combustibles fósiles permite la producción de grandes cantidades de electricidad de forma sencilla, fiable y con un buen rendimiento. De igual manera, la abundancia de yacimientos ha permitido un mercado diverso por lo que tradicionalmente han presentado un precio relativamente bajo, exceptuando coyunturas de precios más altos. En la **sección 2.2.4 Situación Actual en España, 2.2.4** se presentará el caso del carbón, la evolución de su precio a lo largo de los años y las razones de su elevado costo actual. Cabe mencionar que, dependiendo del combustible fósil, la accesibilidad a las reservas puede ser sencilla, el transporte y almacenamiento puede ser factible y económico, aunque el transporte físico del carbón puede ser más complejo.

Por el contrario, un gran problema de consumir combustibles fósiles es que, en la combustión, la extracción, la elaboración y el transporte se generan emisiones causando consecuencias directas en el efecto invernadero, la lluvia ácida y alteraciones en los ecosistemas. Dichas emisiones también causan efectos sobre la salud de la población como enfermedades respiratorias y cardiovasculares. Asimismo, al ser una fuente de energía no renovable, sus reservas se agotarán progresivamente dificultado su extracción y elevando su precio. [4]

El Informe Nacional de Inventario Gases de Efecto Invernadero (NIR-GEI) [3] elaborado por el Ministerio de Transacción Ecológica es un documento que España presentó en el 2020 a la Comisión Europea y que recoge información base sobre los inventarios de gases de efecto invernadero y el cambio climático. Dicho documento enfoca su interés en las emisiones causadas debido al ser humano por las fuentes y la absorción por los sumideros para siete grupos o especies de gases con efecto invernadero directo: dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), óxido nitroso (N₂O), hidrofluorocarburos (HFC), perfluorocarburos (PFC), hexafluoruro de azufre (SF₆) y trifluoruro de nitrógeno (NF₃). De igual manera, el informe incluye las emisiones de los siguientes gases con efecto invernadero indirecto: monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO_x), óxidos de azufre (SO_x) y compuestos orgánicos no metánicos (COVNM).

En la **Tabla 1-3** se presentan las estimaciones de las emisiones para el grupo de los gases con efecto directo sobre el calentamiento global a lo largo de los años. Se puede observar que las emisiones de óxido nitroso se han mantenido bastante constantes durante los últimos 30 años. De igual manera, desde 1990 hasta 2010, las emisiones de HFC-PFC se han cuadruplicado, pero, desde la crisis económica, estas han ido disminuyendo notablemente. Asimismo, ha sucedido con el dióxido de carbono, donde se observa que sus emisiones fueron incrementando hasta 2008, cuando comenzaron a disminuir y, luego, a mantenerse muy constantes, alrededor de las 271000 kt de CO₂-eq.

Año	CO ₂	CH ₄	N ₂ O	HFC-PFC	SF ₆	Total de Emisiones
1990	231 214	35 609	18 292	4 204	64	289 383
2005	369 492	42 269	19 784	11 681	213	443 439
2010	283 725	40 525	18 198	16 177	235	358 860
2015	271 687	39 190	18 139	9 017	221	338 254
2017	274 671	39 586	18 530	7 286	225	340 298
2018	269 654	39 722	18 414	6 238	227	334 255

Tabla 1-3 Evolución de las emisiones según tipo de gas (kt de CO₂-eq).

Al comparar la variación total de emisiones desde 1990 hasta 2018, podemos ver un aumento de hasta 153% en 2005 (respecto del valor en 1990), y que siguió subiendo hasta 2008 como consecuencia del incremento de consumo de gas natural. Luego, comenzó a disminuir paulatinamente hasta un 116% (respecto del valor en 1990) en el 2018. Dicha variación temporal se presenta en la **Figura 1-2**, la cual ha tomado a 1990 como año de referencia (100%).

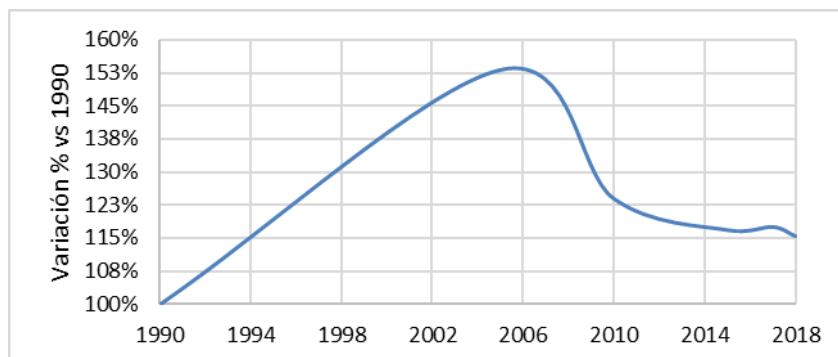


Figura 1-2 Variación relativa temporal del total de emisiones desde 1990 hasta 2018.

Con el objetivo de una mejor comprensión de los datos, en la **Tabla 1-4**, se presenta la composición porcentual del total de las emisiones en diferentes años para el grupo de los gases con efecto invernadero.

Año	CO ₂	CH ₄	N ₂ O	HFC-PFC	SF ₆
1990	79,9%	12,3%	6,3%	1,5%	0,0%
2005	83,3%	9,5%	4,5%	2,6%	0,0%
2010	79,1%	11,3%	5,1%	4,5%	0,1%
2015	80,3%	11,6%	5,4%	2,7%	0,1%
2017	80,7%	11,6%	5,4%	2,1%	0,1%

Tabla 1-4 Variación porcentual de las emisiones según tipo de gas por año (kt de CO₂-eq).

Basado en los datos del NIR-GEI, la **Figura 1-3**, presenta la composición de los gases de efecto invernadero de 2018. Se puede observar cómo el 80,7% de los gases emitidos totales que influyen en el efecto invernadero corresponde al dióxido de carbono, seguidas de un 11,9% de metano, un 5,5% de óxido nitroso y, por último, un 1,9% de fluorados, en términos de CO₂ equivalente. Esto explica el gran interés en reducir la emisión de dióxido de carbono.

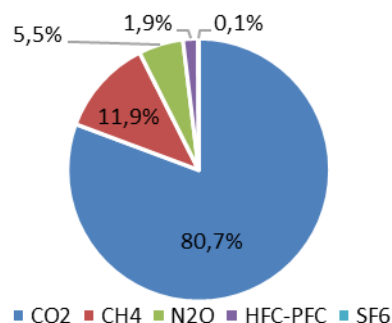


Figura 1-3 Contribución porcentual de los gases de efecto invernadero al total de emisiones en 2018.

Es importante resaltar que del 80,7% de CO₂ emitido en 2018, el 28,6% corresponde al transporte, el 23% corresponde a las industrias del sector energético, el 16,2% corresponde a industrias de manufactura y construcción, y el resto a otros sectores, como fuentes móviles, producción de minerales, industria química, productos de metalúrgica, entre otros.

Al comparar el total anual de las emisiones de la **Tabla 1-3**, con el porcentaje que representó cada gas durante los mismos años en la **Tabla 1-4**, se puede observar cómo, aunque los totales hayan variado hasta en un 153% (ver **Figura 1-2**), la distribución de emisiones de CO₂ se mantuvo proporcionalmente constantes entre el 80% y el 83%. Sucede de igual manera con los demás gases que componen las emisiones totales brutas ya que se han mantenido con una variación muy tenue en términos relativos.

En 2018, el último año inventariado por la NIR-GEI [3], del total de emisiones brutas (334 255 kt de CO₂ equivalente), el sector con mayor nivel fue el transporte (27%), seguido de las actividades industriales (19,9%), la producción de energía y calor (17,8%), la agricultura (11,9%), entre otros sectores. Dicho informe afirma que con respecto al año 2017, ha habido una disminución del 13.3% de las emisiones totales del sector energético. Esto está ligado a varias razones como el aumento de generación hidráulica (87,4%) en un año cálido e hidrológicamente muy húmedo, a un ligero incremento en la producción eólica (3,6%), y a un notable descenso en la producción eléctrica en centrales térmicas de carbón (10,5%).

En efecto, en los últimos años, el 61% del total de las emisiones de CO₂ correspondiente al sector energético provienen fundamentalmente del empleo de combustibles sólidos por parte de las grandes centrales térmicas de carbón. En la **Tabla 1-5** se puede apreciar la tendencia decreciente de las emisiones de CO₂ desde el año 1990 hasta el 2018.

Año	Total de CO ₂ emitido en el Sector Energético	CO ₂ emitido por Quemar Combustible Sólido (Carbón)	% del Total
1990	65650	58931	90%
2005	112421	76280	68%
2015	77228	51225	66%
2017	72394	44179	61%
2018	63334	38473	61%

Tabla 1-5 CO₂ emitido por combustión de combustible sólido en el sector energético.

Asimismo, en 2019, según el Informe del Observatorio de la Sostenibilidad [5], las emisiones de GEI disminuyeron un 5,8% respecto al 2018, reduciéndose de 334 255 kt de CO₂-eq a 314 869 kt de CO₂-eq. En este mismo sentido, la crisis desatada por COVID-19 supondrá una desaceleración enorme en la economía mundial y, junto con la crisis económica que ya veníamos sufriendo, España percibirá profundos cambios en las emisiones del 2020 y del 2021.

Gracias a la formulación y aplicación de políticas internas ambiciosas en materia de cambio climático por más de 10 años, la Unión Europea ha logrado que muchos países se sumen a la labor de adquirir compromisos en relación con el medio ambiente y la energía. El 8 de marzo de 2011, la Comisión Europea realizó una comunicación al Parlamento Europeo, al Consejo, al Comité Económico y Social Europeo y al Comité de las Regiones sobre la Hoja de Ruta hacia una economía competitiva baja en carbono para 2050 [6]. Dicha Hoja de Ruta ha sido modificada el 14 de julio de 2021 con unos objetivos aún más ambiciosos como la reducción de emisiones de GEI en un 55% para 2030, respecto a los niveles de 1990, y así lograr alcanzar una neutralidad climática en 2050.

En diciembre de 2009, en El Acuerdo de Copenhague [7], con el objetivo de estabilizar las concentraciones de GEI en la atmosfera, se establece que la temperatura media mundial no aumente más de 2°C respecto del nivel preindustrial. Esto es equivalente a 1,5°C por encima de la temperatura media global que tenemos en la actualidad.

De igual manera, es en el Paquete de Energía y Cambio Climático 2013-2020 [8] donde se establecieron objetivos fundamentales como la reducción de al menos el 20% de las emisiones de GEI con respecto a 1990, un consumo del 20% de energías renovables en la UE y una mejora del 20% de la eficiencia energética. Además, se introdujeron elementos innovadores como la captura y almacenamiento de dióxido de carbono.

Como parte del Marco sobre Clima y Energía 2030 [9] y en contribución con el Acuerdo de París, la Unión Europea contempla una serie de metas y objetivos vinculantes para el 2030 como, por ejemplo, que el 27% del

consumo de energía provenga de fuentes renovables, que la eficiencia energética de la UE mejore al menos un 27% respecto a las previsiones de consumo energético y que se mejoren un 15% las interconexiones eléctricas [10].

En España, en la década del 2000, se dieron cambios importantes en el mix de generación eléctrica español, con una alta penetración de tecnologías renovables. Posteriormente, a principios de la década del 2010, estas experimentaron deceleración y falta de apoyo institucional, aunque posteriormente, la disminución de los costes de las tecnologías fotovoltaica y eólica, y la necesidad de cumplir con los objetivos establecidos por la Unión Europea, hizo que durante 2016 y 2017, el gobierno convocara subastas para 9000 MW de potencia renovable [5]. El actual gobierno (2021) ha iniciado el desbloqueo del autoconsumo y ha anunciado un Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) con un despliegue de energías renovables que busca transformar y descarbonizar el mix de generación eléctrica español en 2030. En la **Figura 1-4** se presentan los objetivos de España para el 2030 presentados en el Plan Nacional Integrado de Energía y Clima 2021-2030.

Objetivos PNIEC	Objetivos Particulares	Prioridades y Objetivos I+i+c
23% de reducción de emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) respecto a 1990	Residencial, comercial y servicios	<ul style="list-style-type: none"> - Soluciones inteligentes para el consumidor de energía. - Ciudades y comunidades inteligentes. - Sistemas de generación de calor y de frío. - Participación de energía renovable en redes urbanas de calefacción y refrigeración. - Uso de energía renovable en edificios. - Energía renovable producida por ciudades, comunidades energéticas y auto-consumidores. - Soluciones activas y pasivas en la rehabilitación energética de edificios.
	Transporte	<ul style="list-style-type: none"> - Transporte sostenible: promover un cambio de modelo en el sistema de transporte. - Desarrollo de biocarburantes avanzados obtenidos de manera sostenible a partir de materias primas renovables. - Producción de hidrógeno verde. - Baterías para movilidad y estacionarias.
	Generación Eléctrica	<ul style="list-style-type: none"> - Baterías para movilidad y estacionarias. - Energías limpias/renovables prioritarias. - Generación nuclear segura.
	Industrial	<ul style="list-style-type: none"> - Tecnologías bajas en carbono, con carácter prioritario. - Innovación y competitividad energética.
42% de renovables sobre el uso final de la energía	Innovación en tecnologías de EERR en las que ya se tiene una posición competitiva	<ul style="list-style-type: none"> - Energía Fotovoltaica (PV). - Energía Solar de Concentración (CSP). - Energía Eólica Marina. - Geotermia profunda y somera. - Energía Oceánica.
	Tecnologías que contribuyen a la gestionabilidad	<ul style="list-style-type: none"> - Energía Solar de Concentración (CSP). - Digitalización del sistema eléctrico.
39,5% de mejora de la eficiencia energética	Residencial, urbano y ciudadano	<ul style="list-style-type: none"> - Digitalización del sistema eléctrico. - Soluciones inteligentes para el consumidor de energía. - Ciudades y comunidades inteligentes. - Sistemas de generación de calor y de frío. - Participación de energía renovable en redes urbanas de calefacción y refrigeración. - Uso de energía renovable en edificios.
	Industrial	<ul style="list-style-type: none"> - Energía renovable producida por ciudades, comunidades energéticas y auto-consumidores. - Soluciones activas y pasivas en la rehabilitación energética de edificios.
74% de energía renovable en la generación eléctrica	Generación distribuida	<ul style="list-style-type: none"> - Digitalización del sistema eléctrico para la consecución de un sistema seguro y resiliente. - Sistemas de almacenamiento.

Figura 1-4 Objetivos de España en materia de Cambio Climático para 2030 [11].

El objetivo es claro: reducir las emisiones de GEI para evitar llegar a una situación irreversible. No existe una única solución, las soluciones son solo parciales y esto ocurre porque los distintos sectores poseen diversas responsabilidades y cada uno debe contribuir con su parte. La situación actual es urgente, por lo que, en las próximas décadas es necesario descarbonizar todos los sectores de nuestra economía tanto energía como transporte, industria, agricultura, edificación, gestión de residuos, entre otros.

En la **Figura 1-5** se presentan los distintos escenarios de la aportación de cada sector a la descarbonización en España. Comenzando con el caso base (línea azul), manteniendo la tendencia actual, luego incluyendo los demás: transporte, energías renovables, industrias, residencias, agricultura, hasta llegar al conjunto de todos los sectores (línea roja) aportando su parte en este proyecto de descarbonización de España para 2050.

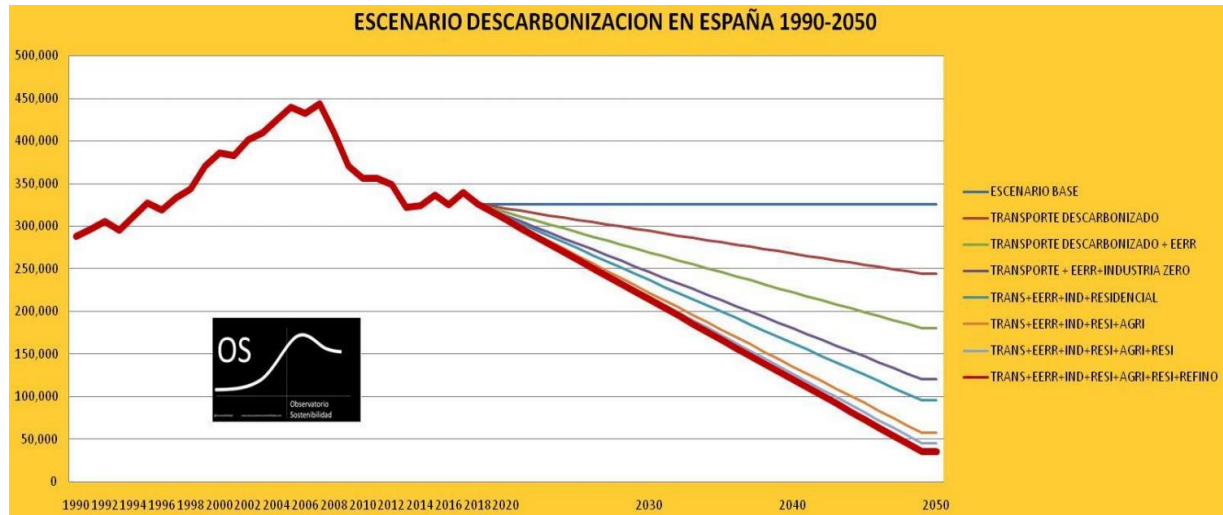


Figura 1-5 Escenarios de descarbonización en España hasta 2050. [12]

El objetivo principal de este trabajo es colaborar con la descarbonización del sector de la generación eléctrica, específicamente en las centrales térmicas de carbón.

2 CENTRALES TÉRMICAS

En las centrales térmicas tiene lugar un proceso termodinámico el cual se representa mediante el ciclo de potencia de Rankine. En este ciclo una turbina es movida gracias a un flujo de vapor a elevada presión y temperatura obtenido mediante evaporación y sobrecalentamiento de agua. El origen de la energía empleada para calentar el agua es lo que va a definir los distintos tipos de centrales térmicas. A continuación, se presentan los aspectos más interesantes de los dos tipos de centrales térmicas a estudiar.

2.1 Centrales Térmicas Convencional

El vapor necesario para el funcionamiento de la turbina de vapor se produce en el hogar del generador de vapor, quemando combustibles fósiles como carbón, fuel oil o gas natural. Dentro del generador, se le conoce como caldera al conjunto de tubos que absorbe la energía liberada en la combustión para generar vapor. El gran número de tubos alineados unos al lado del otro forman una pared continua que envuelve al hogar y proporcionan una mayor superficie de calentamiento para aprovechar al máximo el calor de la combustión.

Para empezar, la energía del combustible se transfiere al agua introduciéndose en la caldera y generando vapor en condiciones de alta presión y temperatura. Como veremos más adelante en la **Sección 5.4.3. Transformación y Pérdidas de Energía**, no toda la energía del combustible es cedida al agua, sino que una parte se pierde en forma de cenizas y gases calientes que salen por la chimenea.

La energía térmica que ha recibido el vapor se convierte en energía mecánica al pasar por la turbina, generando trabajo. Dicha energía mecánica transmitida en forma de trabajo por el eje de la turbina se convierte mayormente en energía eléctrica gracias al generador. Lo demás se pierde en forma de calor.

Finalmente, la energía eléctrica generada se lleva a un transformador de alta tensión para su transporte hacia las subestaciones y puntos de consumo.

El equipo encargado de generar vapor es la caldera y existen diferentes tipos. En esencia, una caldera es un contenedor al cual se le suministra calor para calentar y evaporar el agua mediante la utilización de combustibles, como el carbón, petróleo, gas, biomasa o uranio, entre otros.

Las calderas más utilizadas en las centrales térmicas convencionales se pueden clasificar como:

- Calderas sin circulación de agua (Calderas Piro-tubulares). Estas calderas poseen depósitos principales de agua que son atravesados por tubos llenos de gases de combustión. El movimiento del agua se produce por convección natural, y el vapor generado es un vapor húmedo.
- Calderas con circulación natural (Calderas Acu-tubulares). La circulación natural que se da dentro de los tubos se debe a la diferencia de densidades entre el vapor y el agua. El vapor se produce en la parte más baja de la caldera, facilitando la circulación. Estas calderas son las más extendidas soportando altas presiones de hasta 180 bar.
- De igual manera, existen muchos otros tipos como las calderas con circulación controlada, calderas con circulación forzada, calderas de doble circulación, entre otras que no serán objeto de estudio.

A continuación, se presenta la **Figura 2-1** que representa esquemáticamente una central térmica convencional con todos los equipos que están involucrados en la conversión desde la energía química del combustible a la energía eléctrica entregada a la red.

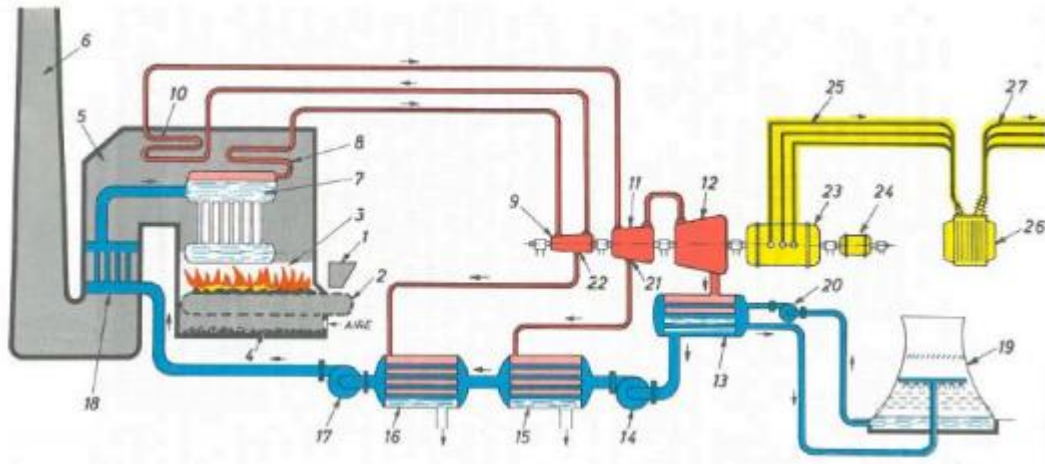


Figura 2-1 Representación esquemática de una Central Térmica Convencional. [13]

Dicha figura representa a una central térmica de un ciclo de vapor con recalentamiento, dos precalentadores y una turbina de 3 cuerpos refrigerada a través de una torre de refrigeración. La zona gris representa una caldera de carbón, las líneas rojas son por donde viaja el vapor, las líneas azules es por donde viaja el agua y la zona amarilla es la parte eléctrica de media y alta tensión.

Los equipos que se enumeran en la **Figura 2-1** son los siguientes:

- | | |
|------------------------------|------------------------------------|
| 1. Molino de carbón | 15. Precalentador 1 |
| 2. Parrilla | 16. Precalentador 2 |
| 3. Hogar | 17. Bomba del agua de alimentación |
| 4. Cenicero | 18. Economizador |
| 5. Paso de gases | 19. Torre de Refrigeración |
| 6. Chimenea | 20. Bomba de agua de refrigeración |
| 7. Calderín | 21. Primera extracción de vapor |
| 8. Sobrecalentador | 22. Segunda extracción de vapor |
| 9. Turbina de alta presión | 23. Generador eléctrico |
| 10. Recalentador | 24. Excitatriz |
| 11. Turbina de media presión | 25. Circuito de media tensión |
| 12. Turbina de baja presión | 26. Transformador |
| 13. Condensador | 27. Circuito de alta tensión |
| 14. Bomba de condensado | |

Los principales inconvenientes asociados a las centrales térmicas convencionales de carbón son los residuos sólidos y gaseosos procedentes del combustible y del proceso de combustión, como la emisión de contaminantes atmosféricos como el SO_2 , NO_x y las partículas sólidas. Con el objetivo de reducir dichos inconvenientes, el presente trabajo busca analizar la posibilidad de hibridar este tipo de centrales convencionales de carbón con centrales termosolares.

2.2 Centrales Termosolares

Una central termosolar es una instalación de generación de energía eléctrica que, mediante colectores de diferente configuración concentran la radiación solar directa en un receptor, calentando un fluido térmico que puede ser aceite sintético, aceite mineral, silicona, agua, sales fundidas, entre otros. El fluido caloportador (siempre que este no sea directamente agua/vapor), también es conocido como HTF por su nombre en inglés *Heat Transfer Fluid*, y es transportado hacia un intercambiador donde cederá la energía térmica al agua para generar vapor y así impulsar una turbina para producir energía eléctrica. La energía captada, además de ser utilizada directamente en el bloque de potencia, puede ser almacenada para darle uso en horas posteriores.

En función de la tecnología empleada para captar y concentrar la energía solar, existen diferentes tipos de centrales termosolares:

- Central de Concentración Solar con Colector Cilindro Parabólico.
- Central de Concentración Solar Lineal de Fresnel
- Central de Concentración Solar de Receptor Central
- Central de Concentración Solar de Discos Parabólicos.

La **Tabla 2-1** presenta la clasificación de los sistemas termosolares de concentración según algunas de sus características principales.

	FOCO LINEAL (seguimiento solar más sencillo)	FOCO PUNTUAL (mayores temperaturas)
RECEPTOR FIJO (transporte del calor más simple)	Lineal Fresnel	Receptor Central
RECEPTOR MÓVIL (capta más energía)	Colector Cilindro Parabólicos	Discos Parabólicos

Tabla 2-1 Clasificación según el tipo de foco y el tipo de receptor. [14]

La situación actual de los proyectos de centrales termosolares alrededor del mundo se presenta en la **Figura 2-2**. Esta compila información de proyectos de centrales de concentración solar que, hasta septiembre 2021, se encuentran en operación, en construcción o en desarrollo.

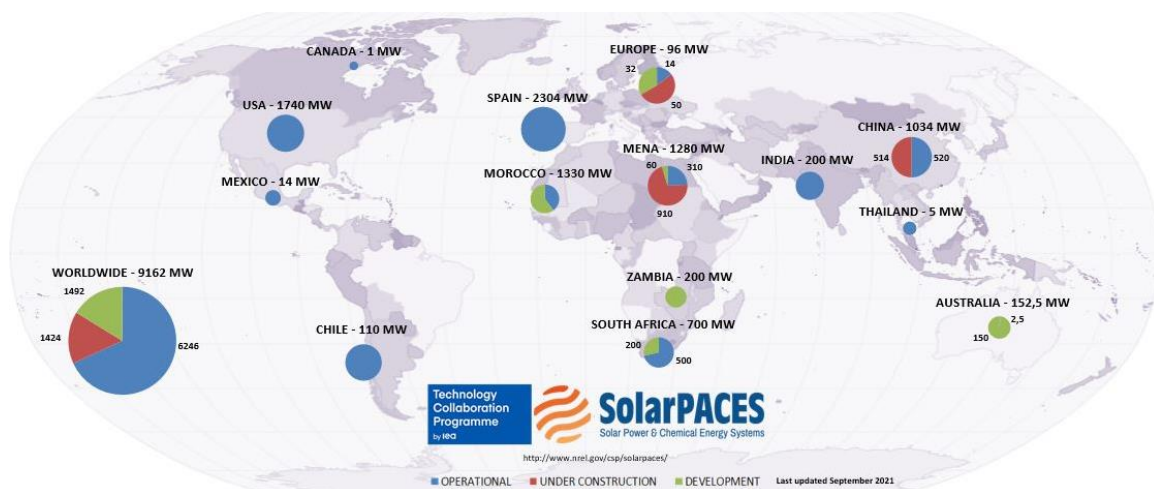


Figura 2-2 Proyectos de Centrales Termosolares alrededor del Mundo. [15]

Este trabajo solo tendrá en cuenta dos tecnologías:

- Central de Concentración Solar de Receptor Central
- Central de Concentración Solar con Colector Cilindro Parabólico.

2.2.1 Central de Concentración Solar de Receptor Central

Estas centrales se basan en tres elementos básicos: los heliostatos, el receptor y la torre. En los sistemas de receptor central, *Central Tower (CT)* en inglés, un campo de heliostatos o espejos móviles que se orientan según la posición del sol, reflejan la radiación solar directa para concentrarla sobre un receptor que se sitúa en la parte superior de una torre. El receptor es el encargado de transferir el calor recibido al fluido caloportador. Gracias a que concentran la radiación solar en tres dimensiones, logran alcanzar relaciones de concentración de entre 200x a 1000x y mayores temperaturas de operación rondando los 580°C, si hablamos de sales fundidas.

Los heliostatos deben seguir la trayectoria del sol para poder reflejar los rayos en un punto concreto y lograr una concentración de alta temperatura. Este seguimiento se logra mediante el control de movimiento de sus bases, empleando sistemas de automatización, los cuales requieren complejos cálculos de trayectoria y posicionamiento guiado por ordenador. Cada heliostato tiene una ubicación distinta respecto al foco de la torre por lo que cada uno requiere un posicionamiento diferente y una regulación particular de sus ejes. Esta tecnología presenta una gran dificultad y posee un grado de madurez medio.

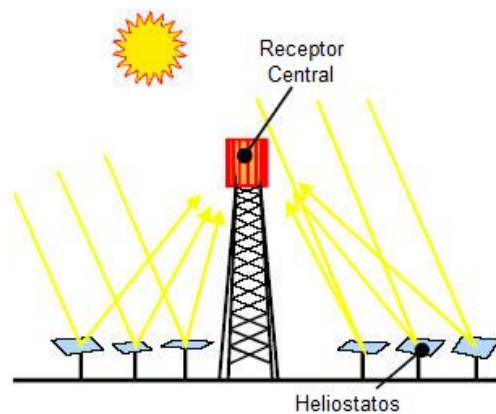


Figura 2-3 Esquema de un Campo Solar de Receptor Central. [16]

2.2.2 Central de Concentración Solar con Colector Cilindro Parabólico

El colector cilindro parabólico (CCP), o *Parabolic Trough (PT)* en inglés, debe su nombre a su componente principal: la superficie reflectante cilindro parabólica que refleja la radiación solar directa concentrándola en un tubo absorbente de alta eficiencia térmica localizado en la línea focal de la parábola. La radiación concentrada sobre el tubo consigue que un fluido caloportador sea calentado aumentando su temperatura. Esta tecnología es la más desarrollada por lo que posee una gran madurez. Estos sistemas concentran la radiación solar en dos dimensiones, por lo que suelen alcanzar temperaturas de operación de alrededor de 400°C y relaciones de concentración de entre 60x y 100x.

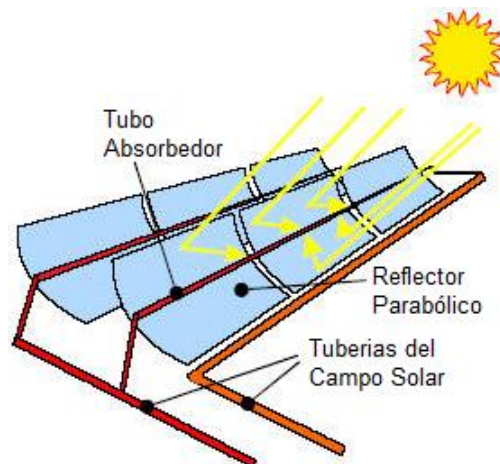


Figura 2-4 Esquema de un Campo Solar de Colectores Cilindro Parabólico. [16]

2.2.3 Almacenamiento Térmico

Independientemente de la tecnología de concentración, una forma de proporcionar energía, certeza en la predicción y control de la producción en periodos de ausencia de radiación solar es mediante la incorporación de almacenamiento de energía. Esta capacidad ofrece distintos beneficios a una central termosolar:

- Para el operador de la red, la planta es gestionable permitiendo ajustar la curva de la generación de electricidad a la curva de la demanda.
- Para el operador de la planta, le ofrece fiabilidad permitiendo comprometerse a proveer energía en horas específicas, aumentando su factor de utilización y su factor de capacidad. De igual manera, mejora el control y la operación de la planta.
- Le ofrece estabilidad a la planta ya que se suaviza la variación de la operación del bloque de potencia debido a los transitorios generados por las nubosidades. De igual manera, se reduce la operación a carga parcial y los ciclos de arranque-parada.

Los tres tipos principales de tecnología empleados actualmente para almacenamiento térmico podría clasificarse en:

- Almacenamiento térmico en forma de calor sensible. Se trata del cambio de temperatura sin un cambio de fase. Dentro de este, se pueden resaltar el almacenamiento de sales fundidas en dos tanques, almacenamiento en un tanque con efecto termoclino y almacenamiento con sistema en lecho de rocas.
- Almacenamiento térmico en forma de calor latente. Se trata de la acumulación de energía de manera prácticamente isoterma a través del cambio de fase. Dentro de este, se pueden resaltar el almacenamiento con sales, aleaciones metálicas y agua/vapor.
- Almacenamiento termoquímico. Este sistema utiliza el calor captado para desarrollar reacciones químicas reversibles. Durante el periodo de carga, dichas reacciones son endotérmicas mientras que en los periodos de descarga se dan reacciones exotérmicas. Este almacenamiento se suele llevar a cabo con óxido metálico, descomposición de amoníaco y ciclos de azufre.

2.2.4 Situación Actual en España

A lo largo de los últimos 13 años se ha registrado una disminución en las emisiones de los gases de efecto invernadero a causa de diversas razones. Desde 2008, se aprecia una tendencia descendente de las emisiones de GEI debido a la crisis económica, que ocasionó una caída en la producción industrial, y al aumento del precio de la tonelada de CO₂ llegando a costar por encima de los 28 EUR€/ton [17]. Aunque en 2009 los precios por tonelada de CO₂ disminuyeron, la tendencia de emisiones se mantuvo decreciente a razón de la crisis económica y a la entrada en vigor (2008-2012) del segundo periodo del Régimen de Comercio de Derechos de Emisión (RCDE UE) [18]. Dicho régimen opera en 31 países (los 28 de la UE, más Islandia, Liechtenstein y Noruega) y cubre alrededor del 45% de las emisiones.

En la **Figura 2-5** se aprecia que el precio por tonelada de CO₂ entre principios de 2012 e inicios del 2018 no alcanzaba los 10 EUR€. En los últimos 3 años ha sufrido un notable incremento de precio hasta alcanzar en septiembre 2021 un precio de 62,60 EUR€/ton.

De igual manera, el aumento del precio de carbón entre 2016 y 2019, el cual de 45 US\$/ton llegó a costar más de 115 US\$/ton, causó una paulatina disminución de su uso para la generación eléctrica. En mayo de 2020, a causa del COVID-19, el precio de la tonelada de carbón volvió a bajar hasta los 50 US\$/ton, y desde entonces no ha dejado de subir su precio hasta alcanzar, en septiembre 2021, los 210 US\$/ton.

Varios son los factores que han elevado el precio del carbón, incluyendo la escasez de oferta en China, ya que el país busca alcanzar estándares de emisiones y neutralidad de carbono para 2060; una falta de inversión minera que refleja la presión de inversionistas con conciencia social; restricciones a las importaciones debido a las restricciones del COVID-19, y un aumento en los precios del gas natural en medio de perspectivas de escasez de inventario, especialmente en Europa [19]. En la **Figura 2-6** se observa la variación del precio del carbón GC Newcastle entre 2008 y 2021.



Figura 2-5 Variación del Precio del CO₂ desde julio 2005 hasta septiembre 2021 (EUR\$/ton) [20].



Figura 2-6 Variación del Precio del Carbón entre diciembre 2008 y septiembre 2021 (US\$/ton) [21].

Por otro lado, en España, en 2019 ha habido una disminución del 69,4% de combustión de carbón para la generación de energía la cual ha sido compensada con un aumento del 93,7% del consumo de gas natural en las centrales de ciclo combinado [5]. En el mismo año, ha habido una mayor penetración de energías renovables como eólica, fotovoltaica y termosolar; sólo la energía eólica evitó la emisión de 28000 kt de CO₂-eq.

En resumen, el aumento del precio del carbón, el aumento del precio de los derechos de emisión de CO₂, el fin de los subsidios al carbón (pago por capacidad), el pago de impuestos como el impuesto especial de hidrocarburos y el impuesto autonómico sobre la contaminación atmosférica forman parte del conjunto de factores que han elevado el costo de generación de energía de las centrales térmicas de carbón a precios no competitivos ni rentables, llevando a las plantas a estar prácticamente paradas con mínimos de producción, cubriendo cada vez menos la demanda energética mientras que los ciclos combinados suplen este vacío al poseer un costo de combustible mucho menor y al estar exentos de ciertos impuestos.

La normativa aprobada por la Comisión Europea fija un límite máximo de emisiones de 550g de CO₂/KWh generado para tener derecho al subsidio por capacidad. Aquellas centrales nuevas que, para junio de 2020, y centrales que están funcionando que, para 1 julio de 2025, no cumplan con el límite deberán cerrar puesto que, sin dichas ayudas, no es rentable seguir funcionando.

Con estos anuncios, de las 15 centrales operando a principios de 2017 en España, sólo 6 aún quedan activas a pesar de que la mayoría ya no están operando y están en fase de cierre. Tres de ellas son propiedad de Endesa: la de Es Murterar, en Mallorca, la cual posee 2 grupos operando limitada 500 horas al año; la del Litoral, en Almería, y la de As Pontes, en La Coruña; las cuales están a la espera de las autorizaciones administrativas para comenzar el desmantelamiento. De igual forma, la central térmica de Aboño, en Asturias, propiedad de EDP, está en proceso de reconversión de una de sus unidades a planta de gas siderúrgico para 2022, y el cierre definitivo de la otra unidad en 2025. Finalmente, la central térmica de Soto de la Ribera, en Asturias, propiedad de EDP, solo opera en caso de ser necesitada para cubrir incidencias, como mayor demanda o por cuestiones de precio, como sucedió en enero de 2021 (Filomena) con la central térmica de As Pontes y la central térmica Litoral.

La **Figura 2-7** presenta la ubicación de las 15 centrales convencionales de carbón que operaban a principios de 2017.

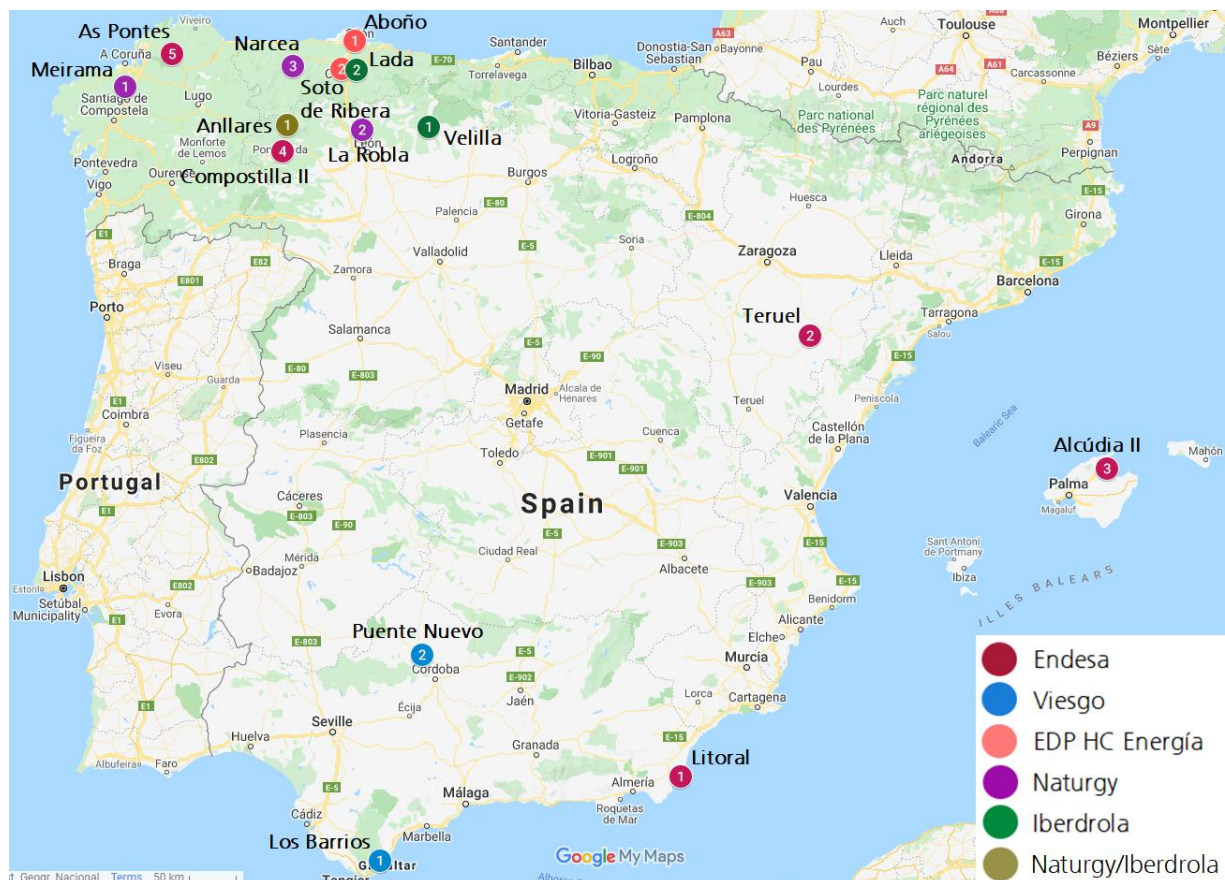


Figura 2-7 Ubicación en España de las Centrales Térmicas de Carbón y la empresa propietaria.

Seguidamente, la **Tabla 2-2** presenta las centrales convencionales de carbón activas en 2017, detallando su ubicación, tipo de central, potencia, empresa propietaria y su estado actual.

COMUNIDAD	NOMBRE	UBICACIÓN	GRUPOS DE CARBÓN	POTENCIA	PROPIETARIO	SITUACIÓN ACTUAL
Andalucía	Central térmica Litoral	Carboneras, Almería	2	1159 MW	Endesa	Anunció su cierre en diciembre 2019.
	Central térmica de Los Barrios	Los Barrios, Cádiz	1	567 MW	Viesgo	Cerró en marzo 2021.
	Central térmica de Puente Nuevo	Espiel, Córdoba	1	324 MW	Viesgo	Cerró en junio 2020.
Aragón	Central térmica de Andorra	Andorra, Teruel	3	1101 MW	Endesa	Cerró en febrero 2020.
Asturias	Central térmica de Aboño	Carreño, Asturias	2	922 MW	EDP HC Energía	Seguirá funcionando hasta 2025.
	Central térmica de Lada	Langreo, Asturias	2	515 MW	Iberdrola	Cerró en junio 2020.
	Central térmica del Narcea	Tineo, Asturias	3	586 MW	Naturgy	Cerró en junio 2020.
	Central térmica de Soto de Ribera	Ribera de Arriba, Asturias	1	361MW	EDP HC Energía	En febrero 2021 se autorizó su cierre.
Baleares	Central térmica de Es Murterar	Alcudia (Mallorca), Baleares	4	335 MW	Endesa	Seguirá funcionando hasta 2026
Castilla y León	Central térmica de Compostilla II	Cubillos del Sil, León	4	1199 MW	Endesa	Cerró en febrero 2020.
	Central térmica de La Robla	La Robla, León	2	655 MW	Naturgy	Cerró en junio 2020.
	Central Térmica de Anllares	Páramo del Sil, León	1	365 MW	Naturgy/Endesa	Cerró en diciembre 2018
	Central térmica de Vellilla	Vellilla del Río Carrión, Palencia	2	515 MW	Iberdrola	Cerró en junio 2020.
Galicia	Central térmica de Meirama	Cerceda, La Coruña	1	563 MW	Naturgy	Cerró en junio 2020.
	Central térmica de As Pontes	Puentes de García Rodríguez, La Coruña	4	1468MW	Endesa	Anunció su cierre en diciembre 2019.

Tabla 2-2 Centrales Térmicas de Carbón que operaban a principios de 2017 y su estado actual.

A continuación, se detalla información general de las centrales térmicas que actualmente se encuentran activas.

Centrales	Grupos Generadores	Turbina	Condiciones del vapor
Central Térmica Litoral	Grupo 1 (576,9 MW - 1985) Grupo 2 (582 MW - 1997)	Ambos con 4 / 7	Vapor vivo: 176 bar @ 541°C Presión recalentado: 41 bar.
Central Térmica de Aboño	Aboño 1 (365,5 MW - 1974) Aboño 2 (556,2 MW - 1985)	3 / 7 (Aboño 1) 4 / 8 (Aboño 2)	Vapor vivo: 167 bar @ 538°C Presión recalentado: 41 bar. Presión de condensado: 0.058 bar (Aboño 1) y 0.043 bar (Aboño 2)
Central Térmica Soto de la Ribera	Soto 3 (361 MW - 1984)	2 / 7 (Soto 3)	Vapor vivo: 169 bar @ 538°C Presión recalentado: 33 bar.
Central Térmica de Es Murterar	Grupo 3 (130 MW - 1997) Grupo 4 (130 MW - 1997)	-	Vapor vivo: 129.45 bar @ 538°C Presión recalentado: 33 bar
Central Térmica As Pontes	4 grupos iguales (367 MW - 1976)	2 / 6 (x4)	Vapor vivo: 165,7 bar @ 540°C Presión recalentado: 39.7 bar. Presión de condensado: 0.067 bar

Nota: En la sección Turbina, los números indican el número de cuerpos y escalonamientos. Por ejemplo, 4 / 7 = 4 cuerpos y 7 extracciones.

Tabla 2-3 Tabla resumen de datos técnicos de las centrales.

➤ Central Térmica Litoral

También conocida como Central Térmica de Carboneras. Esta planta usa como combustible hulla de importación. En 2010 se implementó una planta de desulfuración de gases que permitió eliminar la etiqueta de la central más contaminante. El 27 de octubre de 2021 recibió la autorización del cierre definitivo condicional, el cual indica que debe proceder con el cierre de uno de los grupos, y el otro queda condicionado a la implementación de alguna de las siguientes medidas: puesta en servicio de una nueva línea de alta tensión, repotenciación de una línea o realización de medidas topológicas en la red de distribución. Este cierre condicionado caduca si en 3 años no han realizado ninguna de las condicionales.

➤ Central Térmica de Aboño

Central convencional que en 2016 implementó en Aboño 2, por primera vez en España, una planta de desnitrificación. En 2017, 6 meses más tarde, en la central de Soto de la Ribera, se puso en marcha otra planta de desnitrificación, invirtiendo 90 millones de euros entre las dos centrales. Actualmente, Aboño 1 está en un proceso de transformación para la quema de gases siderúrgicos, y Aboño 2 se mantiene como apoyo ante cualquier indisponibilidad del sistema.

➤ Central Térmica de Soto de la Ribera

Actualmente está constituida por 3 grupos, 1 de carbón (Soto 3) y dos grupos de ciclo combinado Soto 4 y Soto 5, que poseen una potencia instalada de 432 MW y 434 MW, respectivamente. En noviembre de 2007 y diciembre 2015, Soto 1 y Soto 2 cerraron respectivamente sus grupos de carbón de 68 MW y 254 MW. En febrero de 2021, EDP ha recibido la autorización para el cierre del grupo 3.

➤ Central Térmica de Es Murterar

Central térmica de carbón que actualmente consta de 4 grupos, dos grupos de vapor que queman hulla, Grupo 3 y Grupo 4, y de dos grupos de turbinas de gas, Grupo 5 y Grupo 6, los cuales, en 1989, entraron en producción con una potencia de 37,5 MW cada uno. Hasta agosto de 2021, los grupos 3 y 4 funcionaban 1500 horas anuales. Actualmente están operativos solo 500 horas anuales (unos 20 días al año), ya que sólo se pondrán en marcha en caso de emergencia. En enero de 2020, se autorizó el cierre de 2 grupos de carbón de 125MW cada uno, Grupo 1 y Grupo 2, que entraron en funcionamiento en 1980 y 1981 respectivamente.

➤ Central Térmica de As Pontes

Central que comenzó a operar en 1976 y cuenta con 4 ciclos de carbón y 1 ciclo combinado de gas de 800 MW. La central cerró el pasado 30 de junio desde 2021 y se encuentra en proceso de tramitar los permisos de cierre.

3 ¿QUÉ SE ESTA HACIENDO EN MIRAS DE LA DESCARBONIZACIÓN?

Algunas de las soluciones que alrededor del mundo se han realizado en miras de la descarbonización se presentan a continuación.

- Central térmica de Vaasa, Finlandia.

Central térmica de 230 MW para producción de electricidad y 175 MW para calefacción urbana (*District Heating*). Dicha planta estuvo analizando las diferentes opciones para la conversión de combustible de carbón a biomasa. Entre sus opciones:

1. Cambiar la caldera de carbón pulverizado por una nueva caldera de lecho fluidizado circulante (CFB Boiler). Técnicamente es una buena solución que permite utilizar un amplio rango de combustibles, pero con un alto costo de inversión.
2. Añadir equipos de pulido de biomasa a la planta actual. Era una solución de bajo costo, pero con la necesidad de usar biomasa altamente seca y al sólo utilizar biomasa local, la cantidad de carbón que podrían reemplazar sería baja.
3. Integración de una planta de gasificación de biomasa a la caldera de carbón. Esta solución permite utilizar un amplio rango de biomasa y otros combustibles siendo una inversión de bajo costo, pudiendo utilizar el carbón existente y que tomaría poco tiempo ponerla en práctica.

Finalmente, escogieron a la gasificación como la tecnología más viable para la planta de potencia de Vaasa. Tal inversión permite eliminar la emisión de 230000 toneladas de CO₂ al año.

La planta de desgasificación posee una entrada de 140 MW de combustible y permite reemplazar entre 25% y 40% del carbón actualmente utilizado en la planta. La gasificación de madera, turba y biomasa forestal da como resultado *syngas* que es quemado junto con carbón en la caldera existente. La planta de desgasificación puede ser encendida exclusivamente con biomasa forestal y utiliza turba como combustible de reserva.

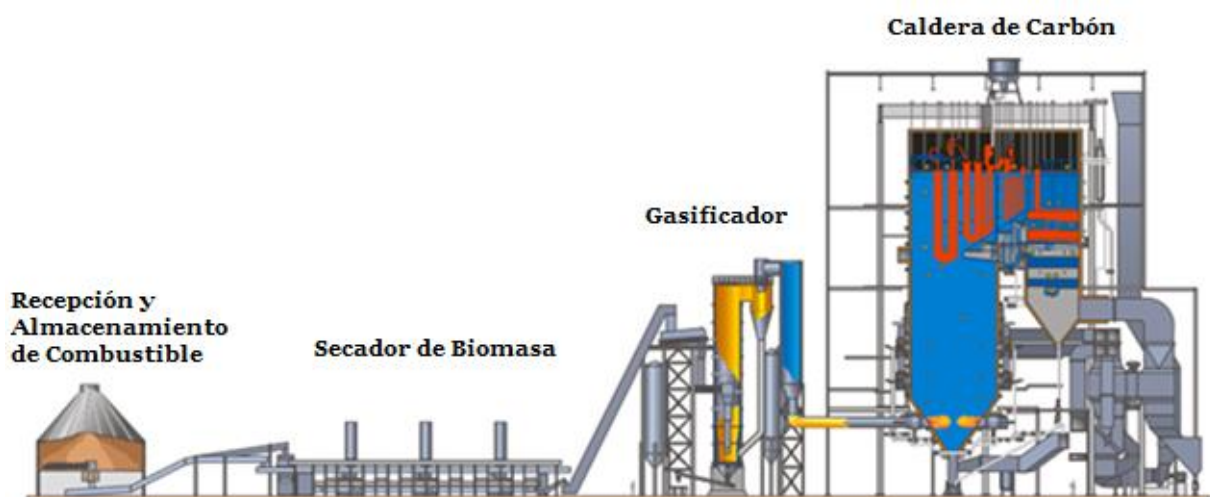


Figura 3-1 Esquema de la planta de Gasificación de Vaasa, Finlandia [22].

- Central de Ostroleka C, Polonia.

Se trata de una planta de carbón de 1000 MW que, estando en proceso de construcción, analizó el reemplazo del carbón por gas natural como combustible antes de terminar su construcción. Se prevé que dicho cambio ralentice la finalización de la obra por 4 años más.

- Central Térmica de Drax, Inglaterra.

Central térmica de 3906 MW que ha convertido 4 de sus 6 unidades de generación de carbón a biomasa. La planta importa millones de toneladas de pellets desde Norteamérica.

- Central de Boundary Dam, Canadá.

En 2014, se puso en operación la primera planta de carbón del mundo con captura y almacenamiento de carbono a escala comercial. En la unidad #3 de esta central (120 MW), se emplea tecnología de absorción química con aminas para la captura de más de 1000 kt de CO₂-eq al año. Dicho CO₂ capturado es vendido a la empresa Cenovus Energy para la extracción mejorada de petróleo, quedando almacenado de forma permanente dentro del yacimiento, para lo que es transportado a más de 70 km de distancia.

- Central Petro Nova, Estados Unidos.

Esta planta realiza la mayor captura de CO₂ asociada a una central térmica de carbón. Entro en operación en 2017 siendo capaz de capturar el 90% del CO₂ generado hasta 1,4 millones de toneladas al año, lo que equivaldría a las emisiones de una central de 240 MW. El dióxido de carbono separado es transportado 128 km a un campo de petróleo de la empresa Magnolia Petroleum Company quien lo emplea para potenciar la extracción de petróleo.

Otras de las soluciones que han tomado diversos países ha sido la de cambiar la tecnología. Por ejemplo, la central térmica de Andorra tiene previsto sustituir su generación con varios proyectos eólicos y fotovoltaicos. En Alemania, en 2019, reemplazaron una planta de carbón de 323 MW por una planta con 20 motores a gas de General Electric (Jenbacher J920 FleXtra) [23]. En Portugal, para 2023, se considera cerrar 2 centrales de Carbón (628MW y 1 256 MW), y cubrir tal potencia con 8000 MW de energía fotovoltaica. En Indonesia, para 2028, planean reemplazar 69 plantas de carbón por energía renovable incluyendo solar, geotérmica e hidráulica.

En España, el Plan de Energías Renovables (PRE) 2005-2010, contempla la posibilidad de reemplazar parte del combustible que utilizan las plantas de carbón por residuos agrícolas, forestales o industriales, tales como paja, restos de madera y serrín. Ello reduciría las emisiones de CO₂ y la necesidad de comprar derechos de emisión en el mercado europeo. La cantidad de combustible que puede ser sustituida depende del tipo de caldera, pudiendo alcanzar hasta un 50% en las de parrilla [24]. La empresa EDP, estudió la posibilidad de reemplazar el carbón que utilizan como combustible en las centrales térmicas de Aboño y de Soto de Ribera, por otras alternativas como gas, biomasa e, incluso, basura, pero concluyeron que la inversión no era rentable.

La antigua Central Térmica de Elcogás (Biollano) en España, de 335 MW, que cerró en 2016 y estaba ubicada en Puertollano, se ha convertido en una planta de biomasa de 50 MW. Dicha planta es abastecida de 10 ton/mes de biomasa local, principalmente sarmiento y orujillo. Las cenizas resultantes se utilizan para hacer fertilizantes para el campo.

La empresa propietaria Ence tiene planificado añadir otra planta de biomasa de 50MW gemela a la actual. Dada la cercanía a la planta solar Termollano, Ence está estudiando la posibilidad de hibridación entre ambas instalaciones.

La Central Híbrida CSP – Carbón NTPC Dadri, también llamada *National Capital Power Station* (NCPS), es una planta térmica ubicada en Uttar Pradesh, India. Tiene una potencia nominal de 2649 MW, de los cuales 1820 MW corresponden a seis unidades de generación a base de carbón y 829 MW corresponden a seis unidades de generación a base de gas. Entre octubre de 1991 y marzo de 1994, entraron en funcionamiento cuatro de las seis unidades de carbón, cada una de 210 MW. Posteriormente, en 2010, entraron dos unidades más de 490 MW cada una.

En 2016, la empresa alemana Frenell, se adjudicó el contrato para integrar 15 MW térmicos con un campo solar con tecnología Fresnel en una de las unidades de carbón de 210 MW. Con esta hibridación, esperan obtener una eficiencia térmica del 24.5%, comparado con el 16-18% que obtienen los proyectos de CSP en esta zona. De igual manera, con esta hibridación se espera obtener un costo de electricidad 1.8 veces menor que el de una planta CSP [25].

En este contexto, lo que pretende conseguir este trabajo es estudiar el potencial de realizar una hibridación entre una planta termosolar y una central térmica de carbón con el objetivo de reducir las emisiones de CO₂.

4 HIBRIDACIÓN

Esta sección involucra la selección del tamaño de la planta a hibridar, las ventajas y desventajas de una hibridación, la definición de la central de referencia, el cómo será la hibridación y los parámetros de la hibridación a tomar en cuenta.

4.1 Rangos de Potencia

Para realizar dicho estudio, primero se debe definir un rango de potencia que sea mayormente común entre las plantas térmicas de carbón existentes. En Europa, los países que poseen un mayor número de estas centrales son Alemania, Polonia y República Checa. En la **Figura 4-1** se presenta el tamaño y la localización de las centrales que están en operación hasta 2018 dentro de la Unión Europea, Turquía y Balcanes Occidentales.

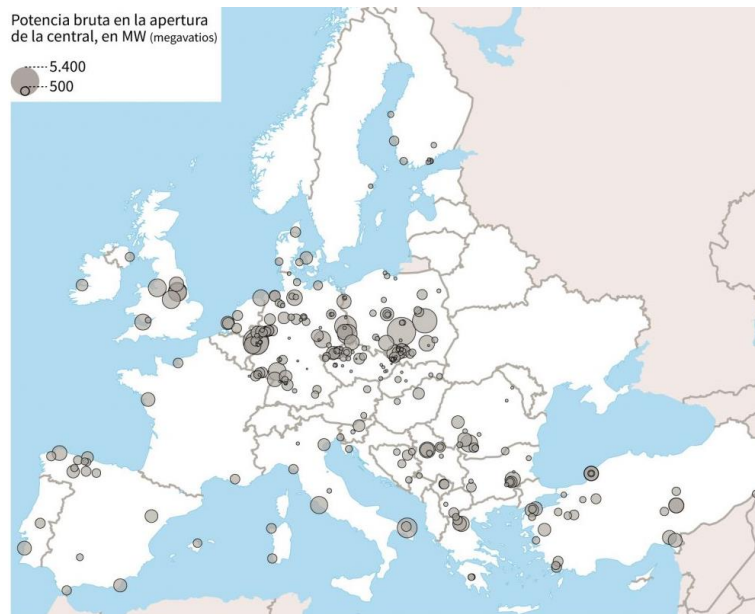


Figura 4-1 Centrales de Carbón en el Continente Europeo y los Balcanes Occidentales [26].

En el **Anexo 1**, se presenta una tabla de 276 centrales de carbón que han operado en esta región. Los datos de potencia y número de unidades de carbón se han graficado a continuación en la **Figura 4-2**.

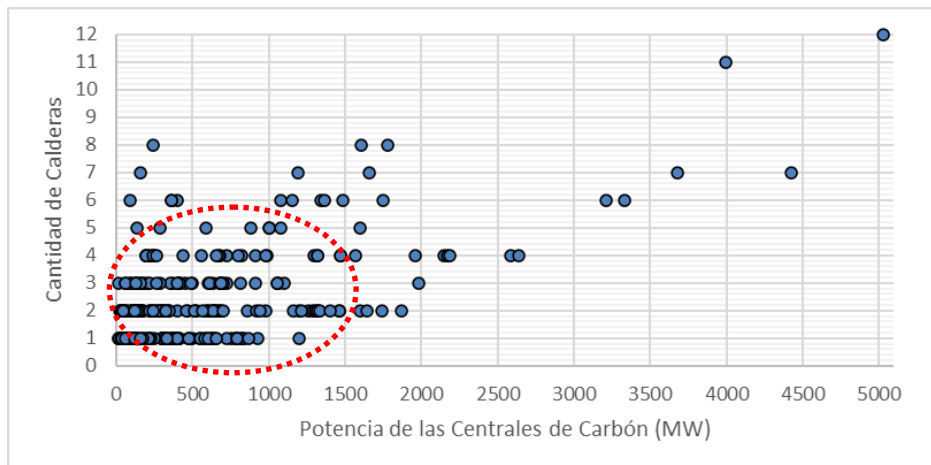


Figura 4-2 Potencia de Centrales según el número de calderas.

Por inspección de la figura anterior, se observa que la mayoría de las centrales de carbón se concentran en un rango no mayor de 1500 MW. Para mejor comprensión de los datos, se presenta la **Tabla 4-1** donde se ha establecido rangos de potencia y se ha contabilizado las centrales que se encuentran dentro estos.

Rango (MW)	Número de Centrales	% del Total
15-100	47	17%
101-200	40	15%
201-400	56	20%
401-600	30	11%
601-800	33	12%
801-1000	18	7%
1001-1200	11	4%
1201-1400	12	4%
1401-1600	9	3%
1601-1800	6	2%
>1801	14	5%
TOTAL	276	100%

Tabla 4-1 Número de centrales térmica de carbón ubicadas en diversos rangos de potencia.

Se aprecia que la mayoría, 20%, de las centrales analizadas se encuentran en un rango de potencia entre 201 y 400 MW, luego con un 17% se encuentran centrales entre 15 y 100 MW, seguido de un 15% por centrales entre 101 y 200 MW. También se observa que el número de centrales por encima de 800 MW se encuentran por debajo de un 7%. A continuación, en la **Figura 4-3**, se presenta el porcentaje acumulado para los diferentes rangos de potencias estudiados.

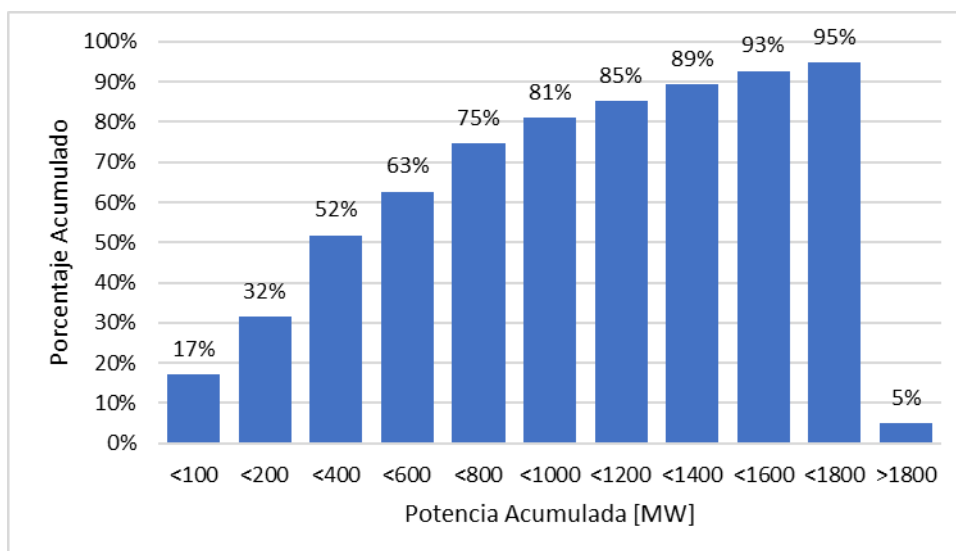


Figura 4-3 Porcentaje acumulado del número de centrales su potencia.

Por lo podemos concluir que un 75% de la potencia instalada de las centrales térmicas de carbón se encuentra por debajo de los 800 MW. Cabe mencionar que no se ha discretizado el número de calderas que poseen cada central, por lo que en la **Tabla 4-2** se presenta el número de centrales térmicas según el número de calderas que poseen.

Número de Calderas	Número de Centrales	% del Total
1	88	32%
2	88	32%
3	39	14%
4	31	11%
5	8	3%
6	12	4%
7	5	2%
8	3	1%
11	1	0,4%
12	1	0,4%
TOTAL	276	100%

Tabla 4-2 Número de centrales de carbón según el número de calderas.

Se puede apreciar cómo el 32% posee una o dos calderas, mientras que el 14% y el 11% poseen tres o cuatro, respectivamente. También se puede apreciar que menos del 4% de las centrales térmicas poseen cinco o más unidades. Por lo que podemos concluir que el 78% de las centrales térmicas de carbón poseen tres calderas o menos.

Con lo anterior, se puede ampliar la **Figura 4-2** a una potencia máxima de 800 MW y un máximo de 3 calderas. Al filtrar el **Anexo 1** con dichos parámetros, se encuentra que, de las 276 centrales, 182 se colocan en el rango mencionado. Esto se presenta en la **Figura 4-4**.

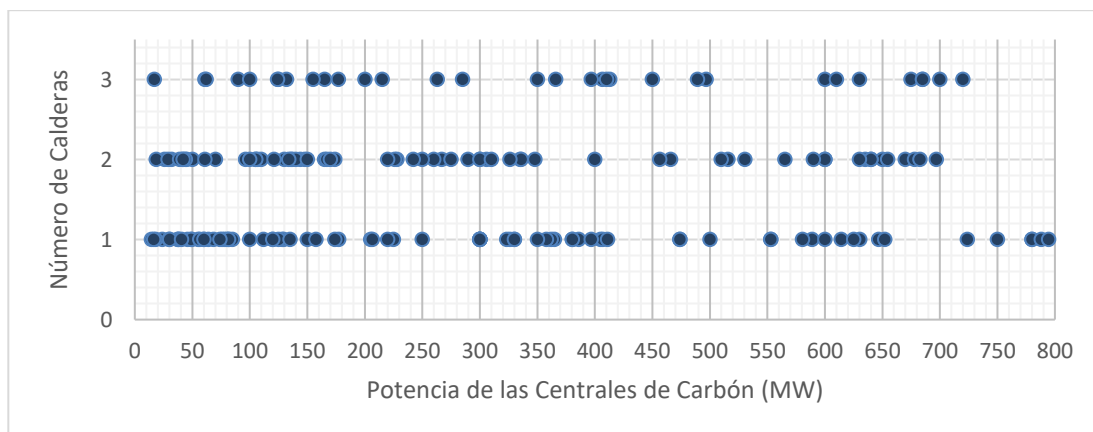


Figura 4-4 Potencia de Centrales según el número de calderas.

Con las tablas y figuras anteriores, se observa que el 43% de las plantas térmicas convencionales de carbón se encuentran en el rango entre 200 y 800 MW. Por ello se escoge que la planta convencional a simular será un valor intermedio del rango anteriormente mencionado, **350 MW**.

4.2 ¿En qué consiste? ¿Por qué hibridar?

Las plantas híbridas consisten en centrales de distintas tecnologías que se combinan para obtener el mejor provecho a los beneficios individuales de cada una. La idea es combinar los beneficios medioambientales de la energía solar con las ventajas operacionales de una planta térmica convencional, con la ventaja de costos compartidos de la mayoría de los equipos. Esto reduce significativamente el costo nivelado de electricidad (LCOE, por sus siglas en inglés) del componente solar. La combinación estas dos tecnologías en un solo ciclo de potencia capitaliza las fortalezas de ambos.

Actualmente, se realizan hibridaciones entre centrales térmicas como pueden ser de carbón, fuel, biomasa, nucleares o ciclos combinados, y centrales termosolares con sus diferentes tecnologías como Fresnel, Cilindro Parabólico o Receptor Central.

Los nuevos sistemas híbridos que combinan plantas de concentración solar con plantas convencionales de carbón comparten el bloque de potencia y sus principales componentes por lo que al hibridarlas se consigue que parte de la energía necesaria para generar vapor proceda del Sol y no del combustible fósil, obteniendo una disminución en el consumo de combustible fósil y una reducción en las emisiones contaminantes. Un beneficio directo es que dicha reducción de combustible compensa la alta inversión inicial.

4.2.1 Ventajas de una hibridación carbón-solar

Cada realización nueva de un proyecto tendrá su propia combinación de ventajas y desventajas. A pesar de que haya áreas comunes, existen diversos factores que serán específicos para cada sitio y que será necesario examinar uno a uno. Algunos de los beneficios que aporta esta hibridación son los siguientes:

- La hibridación es una de las alternativas que permite a las instalaciones convencionales existentes extender su vida útil, especialmente a aquellas que deben adecuarse a las nuevas regulaciones.
- Aumentan los beneficios derivados de la fiabilidad de la generación. Por ejemplo, ante los ojos del operador de la red, la hibridación carbón-solar puede ser considerada como un generador completamente gestionable. De igual manera, esta hibridación ofrece la capacidad de despachar en potencia base y de pico a la red en todo momento.
- Al hibridarse con centrales termosolares, se hace uso de los beneficios que ofrece el almacenamiento térmico definiendo a la planta como una fuente de energía renovable gestionable.
- Al tener mayor energía primaria, podríamos aumentar el flujo de vapor generado, lo que nos ofrecería un mayor factor de capacidad de la planta y una mayor eficiencia media de la misma. También podría aumentar la potencia nominal.
- Ofrece flexibilidad a la operación de la planta alternando diferentes fuentes de energía primaria.
- Reducción de costes de generación de energía y, por lo tanto, el coste de la electricidad para el consumidor. (LCOE)
- La combinación de ambas tecnologías permite “enverdecer-ecologizar” las plantas de carbón.
- Esta hibridación permitirá ayudar a cumplir con los estándares de la cartera renovable y el objetivo de la reducción de emisiones de CO₂ con un mayor bajo coste de capital que con el despliegue de plantas solares nuevas.
- El aumento de la energía solar térmica puede disminuir la demanda de carbón, reduciendo las emisiones y los costos de combustible por MWh generado.
- El aporte solar puede aumentar la producción de la planta durante los momentos de mayor demanda. Según estudios por la EPRI, una planta con colector cilindro parabólico puede proveer alrededor de un 20-25% de la energía requerida para el ciclo de vapor.
- La hibridación reducirá los niveles de manejo de carbón y cenizas, reduciendo la carga en componentes como filtros de mangas, molinos de pulverización y trituradoras de cenizas. Incluso, podría evitar el requisito de actualizar filtros de mangas o precipitadores electrostáticos.

4.2.2 Desventajas y Retos de una hibridación carbón-solar

- La hibridación no puede ser realizada en cualquier planta térmica. La localización deberá recibir una buena radiación solar durante periodos prolongados, tanto diaria como anualmente.
- La hibridación requiere un área de terreno adecuado cercana a la planta térmica, la cual debe cumplir con ciertos criterios en términos de hectáreas disponibles, topografía, y cuestiones como el sombreado. Tener en cuenta que el terreno no podrá volver a utilizarse con otros fines como la agricultura.



Figura 4-5 Ejemplo de una hibridación entre una Central Térmica Convencional de Carbón y una Central con Colector Cilindro Parabólico. Elaboración propia basado en la referencia [27].

4.3 Central Convencional de Carbón a Hibridar

La central térmica de referencia, que se ha escogido para la simulación, es la Central Térmica de Jerada (en francés, *Centrale Thermique de Jerada*). La central térmica se encuentra ubicada en Hassi Blal, cerca de una antigua mina de carbón a unos 60km al sur de la ciudad de Oujda, Marruecos. Dicha planta está compuesta por tres calderas de 55 MW cada una, y una de 350 MW, y fue puesta en servicio en diciembre de 2017 [28].

Esta nueva unidad que opera con carbón pulverizado evacua la energía producida a la subestación Bourdim a través de dos líneas de 400kV. La propietaria, la Oficina Nacional de Electricidad y Agua Potable (ONEE), reporta que su unidad posee una producción anual promedio de 2600 GWh, representando el 7,3% de la energía producida por la red eléctrica nacional [29].



Figura 4-6 Central Térmica de Jerada [29].

4.4 ¿Dónde inyectar vapor?

Para la simulación de inyección de vapor, dependiendo de la tecnología, se ha escogido que las temperaturas de vapor obtenidas mediante el calentamiento en los campos solares sean las siguientes:

- Central de Concentración Solar con Colector Cilindro Parabólica: 370°C
- Central de Concentración Solar de Receptor Central: 540°C

Los puntos de inyección de potencia térmica dependerán de la tecnología ya que estos estarán restringidos por la temperatura del vapor generado y que no cumplen con las condiciones a la entrada de la turbina de la central de carbón. Resulta importante mencionar que una de las suposiciones de partida es que se busca reducir la carga de la caldera un 25%, por lo que esa será la aportación del intercambio con campo solar.

Para cada una de las tecnologías, se presentan las inyecciones de vapor a analizar:

- Central Solar con Colector Cilindro Parabólica (PT):
 1. Inyección a la salida del Evaporador
 2. Inyección en el Recalentador e inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2
- Central Solar de Receptor Central (CT):
 3. Inyección a la salida del Evaporador
 4. Inyección en el Recalentador
 5. Inyección en el Recalentador e inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2
 6. Caso Adicional: Inyección a la salida del Evaporador con cierre de la primera y segunda extracción de la Turbina.

En la revisión literaria, se observó que una de las hibridaciones más comunes es el precalentamiento parcial o total del agua de alimentación. A continuación, en la **Figura 4-7** se presenta un esquema de esta hibridación. Cabe aclarar que dicha hibridación no será objeto de análisis en este trabajo.

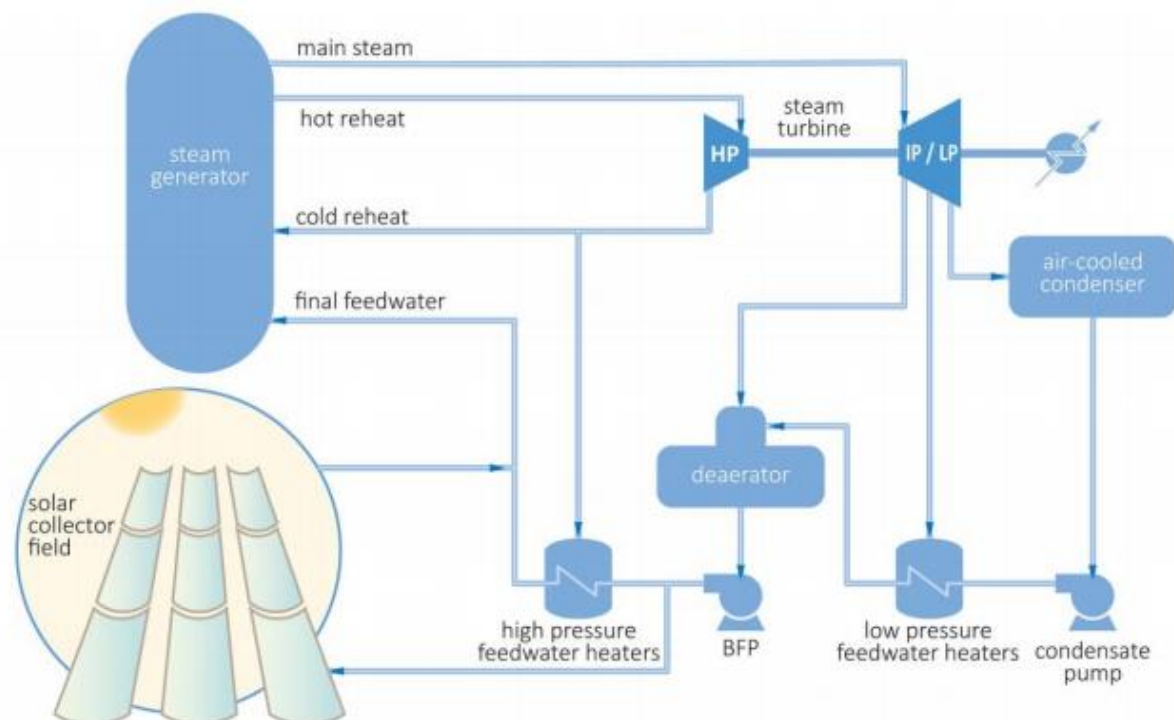


Figura 4-7 Calentamiento del Agua de Alimentación de Alta presión [30].

4.5 Parámetros de la Hibridación

Mediante la aportación de energía solar, se plantea reducir la carga de la caldera de carbón a un 75%, haciendo un análisis de las diferentes posibilidades dónde se puede inyectar vapor proveniente del campo solar de dos plantas de concentración solar, estudiando así su factibilidad, beneficios y desventajas. Esta hibridación busca reducir el consumo de combustible fósil manteniendo la potencia generada constante.

El dosado (F) se define como el cociente entre la masa de combustible y la masa de aire existente en la mezcla. En las gasolinas comerciales, por ejemplo, utilizadas en automoción, el valor para el cual la reacción de combustión es teóricamente completa, se sitúa entre 1:14 y 1:15. A esto se le denomina dosado estequiométrico (F_e). Si se normaliza el dosado respecto al dosado estequiométrico, se obtiene el dosado relativo (F_r), también conocido como riqueza. Dependiendo del valor obtenido, se define como mezcla rica aquella que tiene un exceso de combustible ($F_r > 1$), mientras que una mezcla pobre tiene un exceso de aire, o lo que es lo mismo, una falta de combustible ($F_r < 1$). Finalmente, se conoce como Coeficiente de exceso de aire a la variable denominada con la letra griega lambda (λ) siendo esta la inversa del dosado relativo.

$$F = \frac{m_c}{m_a} \quad F_r = \frac{F}{F_e} \quad \lambda = \frac{1}{F_r}$$

El dosado requerido por la caldera dependerá del objetivo buscado, siempre estando dentro de los límites de inflamabilidad de la mezcla. Dicha relación de combustible-aire puede situarse en dos escenarios:

- Dosado de máxima potencia: será aquel que permita obtener la máxima potencia calorífica en la combustión. Se da para mezclas ricas, con un exceso de combustible del orden del 10-20%.
- Dosado de mínimo consumo: será aquel que permita un aprovechamiento máximo del combustible introducido, manteniendo una combustión correcta, lo que indica un exceso de aire (mezcla pobre), alrededor del 10-20%.

Es importante recordar que el dosado de la mezcla tiene una gran influencia en las emisiones contaminantes. La combustión completa de un hidrocarburo debería proporcionar dióxido de carbono (CO_2) y agua (H_2O). Lo que sucede es que, o bien la combustión no es completa, o bien resulta que las altas presiones y temperaturas reinantes en el hogar hacen que estos productos reaccionen entre sí, dando lugar a otros productos contaminantes resultantes de estas reacciones secundarias.

La cantidad de aire requerido dependerá del tipo de combustible y en las diferentes cargas de operación. Para tener una idea, el carbón requiere una relación combustible-aire del orden de 1:11 a 1:12 [31]. Idealmente, en todo proceso de combustión se debe buscar un balance entre añadir suficiente oxígeno para consumir todo el combustible de modo que se escapen pocos o ningún combustible mientras se minimiza el exceso de aire para prevenir pérdidas de energía a través de la chimenea.

De igual manera, una caldera está diseñada exclusivamente a medida para cada planta, para el carbón que utilizará, la temperatura de los gases de combustión y del vapor, el rango de carga, superficie de los intercambiadores, régimen de flujo, caídas de presión, diámetros de los tubos, etc. Por lo que, al realizar esta hibridación, la caldera será reemplazada por una totalmente nueva. Por esta razón, enfocaremos nuestra simulación en el tamaño de la superficie de los intercambiadores, ya que en este trabajo no se diseñarán los intercambiadores de calor, sino que en función del factor $U \cdot A$, siendo “U” el coeficiente global de transferencia y “A” el área de intercambio. Se debe tener en cuenta que a mayor factor UA, mayor flujo de calor para un gradiente de temperaturas dado (entre fluidos que intercambian energía) pero mayor coste del intercambiador.

Por estas razones, con el objetivo de obtener una reducción del consumo de combustible y un bajo coste de los intercambiadores, se estudiarán los diferentes puntos posibles de inyecciones de vapor producido por la hibridación con las plantas de concentración solar y la central convencional.

5 CENTRAL TÉRMICA DE CARBÓN

Esta sección abarca cómo está compuesta una caldera de carbón pulverizado, los diferentes métodos de transferencia de calor y cómo están distribuidos dentro de la caldera, sus diferentes zonas de transferencia de calor, la simulación de la planta de referencia, las suposiciones y consideraciones tomadas en cuenta, y un análisis energético de dicha planta, su eficiencia, equipos auxiliares, su consumo de combustible, entre otros.

5.1 Caldera de Carbón Pulverizado

Una caldera es un recipiente cerrado a presión en el que el agua se convierte en vapor al ganar energía desde una fuente de calor. La caldera acumula vapor generando así una presión que luego se expande en una turbina y convertirá la energía térmica en energía mecánica.

Las calderas de carbón pulverizado es uno de los tipos de calderas más utilizados en centrales térmicas de carbón. Estas calderas acuatubulares utilizan carbón que es pulverizado hasta obtener un polvo fino donde el 75% posee un tamaño menor a 75 micras, y menos del 2% es mayor a 300 micras [32]. El carbón pulverizado es inyectado en el hogar con ventiladores que transportan el aire precalentado hacia los quemadores para la combustión, la cual tiene lugar a 1300 – 1700°C.

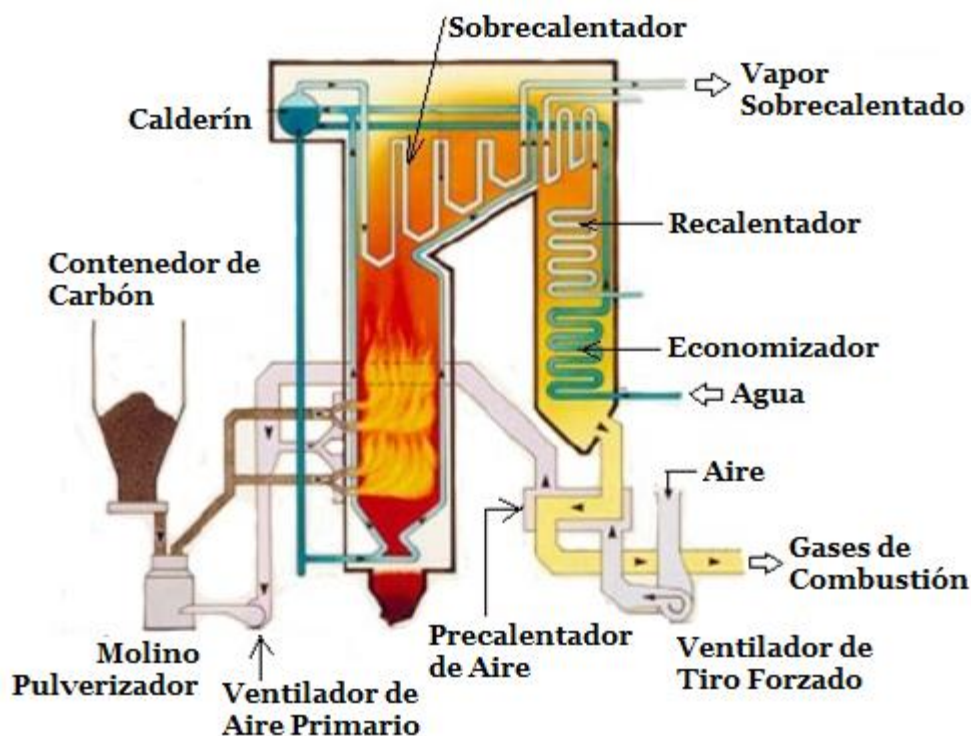


Figura 5-1 Caldera de Carbón Pulverizado. [32]

Entre las ventajas de las calderas de carbón se puede mencionar su rápido arranque, su flexibilidad con respecto a cargas variables, su habilidad para quemar todos los rangos del carbón, y que sus quemadores permiten la combustión de varios combustibles.

No obstante, entre sus desventajas se puede mencionar su alto consumo de energía para pulverizar, hacen uso de una fuente de energía no renovable, poseen altos niveles de contaminación, mayor mantenimiento, erosión causada por las cenizas volantes, y costos más elevados al necesitar precipitadores electrostáticos para eliminar cenizas de los gases de combustión.

5.1.1 Transferencia de Calor en la Caldera

Una caldera está diseñada para absorber y transferir la mayor cantidad de calor posible liberado en el proceso de combustión. Existen tres métodos de transferencia de calor en la caldera:

➤ Radiación

La transferencia de calor por radiación entre dos cuerpos que no están en contacto se debe al intercambio de radiación térmica emitida por cada uno de ellos como consecuencia de su temperatura. Este tipo de transferencia se da mayormente en el hogar. Los tubos del evaporador absorben energía radiante de la llama y luego irradian una pequeña parte de vuelta hacia el horno, lo que se convierte en energía perdida.

➤ Convección

Este método está mayormente impulsado por la velocidad de los gases y la turbulencia. Entre más alta la turbulencia, más alta la ratio de transferencia. En la caldera, los gases de combustión calientan por convección las superficies de la caldera. Igualmente, el agua o vapor que circula por el interior de los tubos absorbe energía térmica por convección. Parte de la energía también se pierde por convección debido al aire que circula alrededor de la caldera. Cuanta más área exterior, mayores son las pérdidas.

➤ Conducción

La transmisión de calor por conducción tiene lugar a través de las paredes de los tubos de la caldera. En la caldera se pierde energía por conducción a través del aislamiento de las paredes del horno y de las tuberías calientes de agua/vapor.

En la **Figura 5-2**, se muestran las zonas de transferencia de calor que se dan dentro de una caldera de carbón pulverizado.

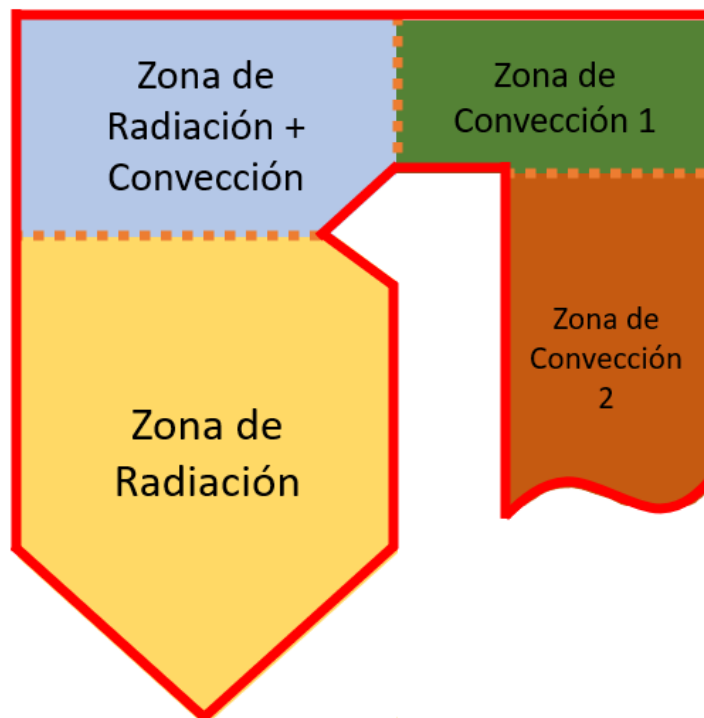


Figura 5-2 Zonas de Transferencia de Calor en una Caldera de Carbón Pulverizado.

La caldera de carbón pulverizado considerada para la simulación posee una forma de Pi (π) con una pared de tubos, un sobrecalentador (Sobrecal), un recalentador (Recal.) y un economizador (Eco). También se ha considerado un precalentador de aire a la salida de la caldera. La **Figura 5-3** muestra el diagrama simplificado que se ha considerado para la simulación.

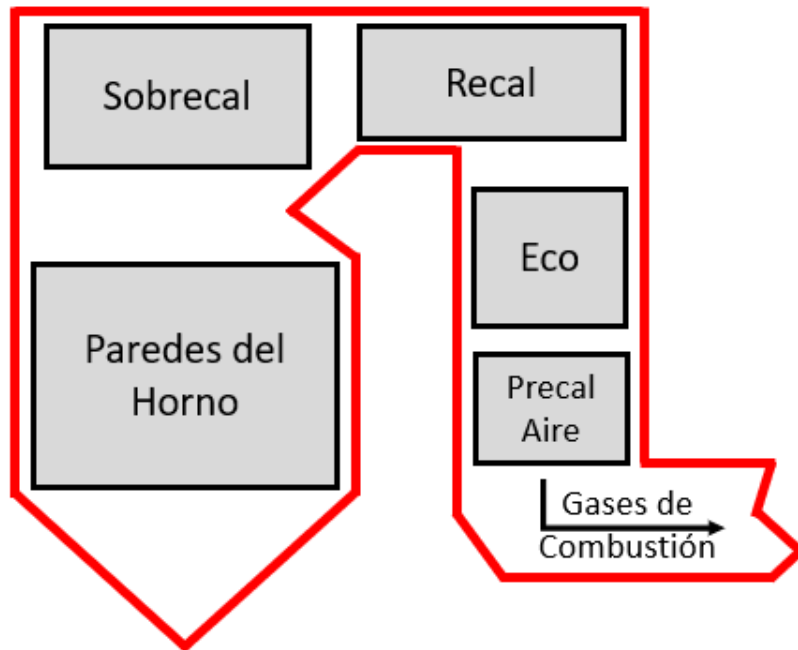


Figura 5-3 Diagrama simplificado de la caldera de carbón pulverizado considerada.

La **Figura 5-4** muestra un ejemplo del diagrama temperatura frente a energía térmica intercambiada (T-Q) en la caldera de carbón que se espera obtener al realizar las simulaciones. La primera transferencia se da en las paredes del hogar de la caldera compuestas por tubos donde se convierte el agua en vapor saturado. Seguido, se transfiere calor para sobrecalentar el vapor generado. Luego de regresar de la turbina de alta presión, se transfiere más energía para recalentar el vapor de baja presión. Posteriormente, el agua que entrará en el calderín se precalienta en el economizador hasta que casi alcanza la saturación. Finalmente, con la energía restante que llevan los gases de combustión se precalienta el aire de combustión.

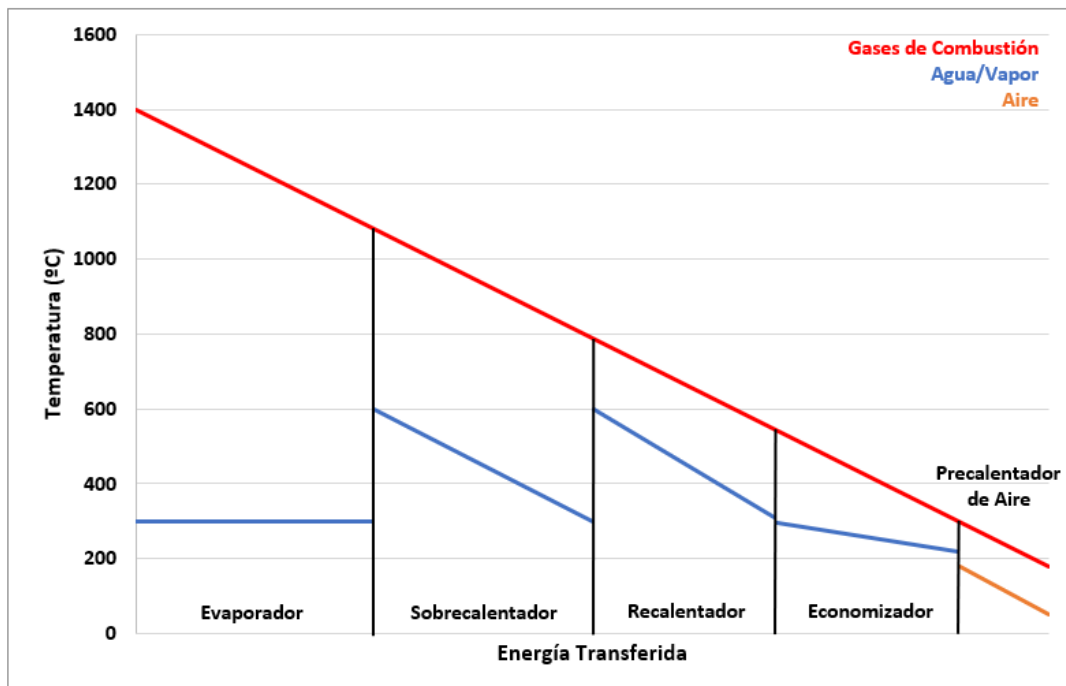


Figura 5-4 Ejemplo de diagrama T-Q en una caldera de carbón pulverizado.

5.2 Parámetros de la Simulación

Para simular la planta térmica de referencia se ha tomado como base la central térmica de carbón de Jerada la cual es de 350 MW y posee una turbina Siemens de 3 cuerpos, uno de alta presión, uno de media presión y uno de baja presión. A continuación, se presentan las consideraciones a tomar en cuenta:

Condiciones ambientales:

- Temperatura ambiente: 26,7°C
- Humedad relativa: 60%
- Presión atmosférica: 898,8 mbar

Turbina

- Condiciones de vapor vivo: 565°C y 170 bar.
- Rendimiento mecánico de la turbina: 97%
- Presiones de extracción del vapor:

Extracción	1	2	3	4	5	6	7
Presión (bar)	41,11	22,1	12,34	6,149	2,496	0,727	0,253

- Rendimientos de los cuerpos de la turbina:

HPT	IPT1	IPT2	IPT3	LPT1	LPT2	LPT3	LPT4
86,97	88,91	89,79	91,1	92,14	93,21	93,53	95

Condensador y torre de enfriamiento:

- Presión de condensación: 65 mbar
- Diferencia terminal de temperatura en el condensador: 10°C
- Subenfriamiento del condensado: 0°C
- Torre de refrigeración de tiro mecánico (aunque en Jerada la torre es de tiro natural)
- Diferencia entre el agua de refrigeración y la temperatura de bulbo húmedo: 5,5°C
- Elevación de la temperatura de bulbo húmedo en la sección húmeda: 10°C
- Número de celdas: 15
- Rendimiento de la bomba de refrigerante (CWP): 95,63%
- Tipo y número de bombas de refrigeración: Bomba vertical tipo turbina 3x50% @ 735 RPM

Bombas principales y tren de precalentadores:

- Diferencia terminal de temperatura en los precalentadores:

Precalentador	1	2	3	4	5	6	7
DTT (°C)	2,5	2,5	2,5	0,5	0	-2	0

- Subenfriamiento de los drenajes: 5°C

- Rendimiento de la bomba del agua de alimentación (FWP): 96,06%
- Tipo y número de bombas de alimentación: Bomba centrífuga multietapa 2x100% @ 1500 RPM
- Rendimiento de la bomba de condensado (CWP): 97,28%
- Tipo y número de bombas de condensado: Bomba centrífuga multietapa 2x100% @ 3000 RPM

Generador de vapor:

- Pérdida de carga en el generador de vapor: 8,06%
- Pérdida de carga en el recalentamiento intermedio: 9,41%
- Nombre del combustible: Pennsylvania Upper
- Tipo de combustible sólido: Carbón bituminoso de volatilidad media
- Composición del carbón:

Carbono (%)	Hidrógeno (%)	Oxígeno (%)	Nitrógeno (%)	Azufre (%)	Cenizas (%)	Humedad (%)
81,6	4,8	3	1,4	1	6,1	2,1

- Poder calorífico del carbón @25°C: 32184 kJ/kg (LHV) y 33283 kJ/kg (HHV)
- Temperatura de suministro: 26,7°C
- Exceso de aire: 20%
- Temperatura del hogar: 1500°C
- Temperatura de los gases de combustión a la salida del precalentador de aire: 160°C

Generador eléctrico:

- Potencia eléctrica bruta: 350 MW
- Rendimiento del generador: 98,95%
- Velocidad de giro: 3000 RPM

5.3 Resultados de la simulación

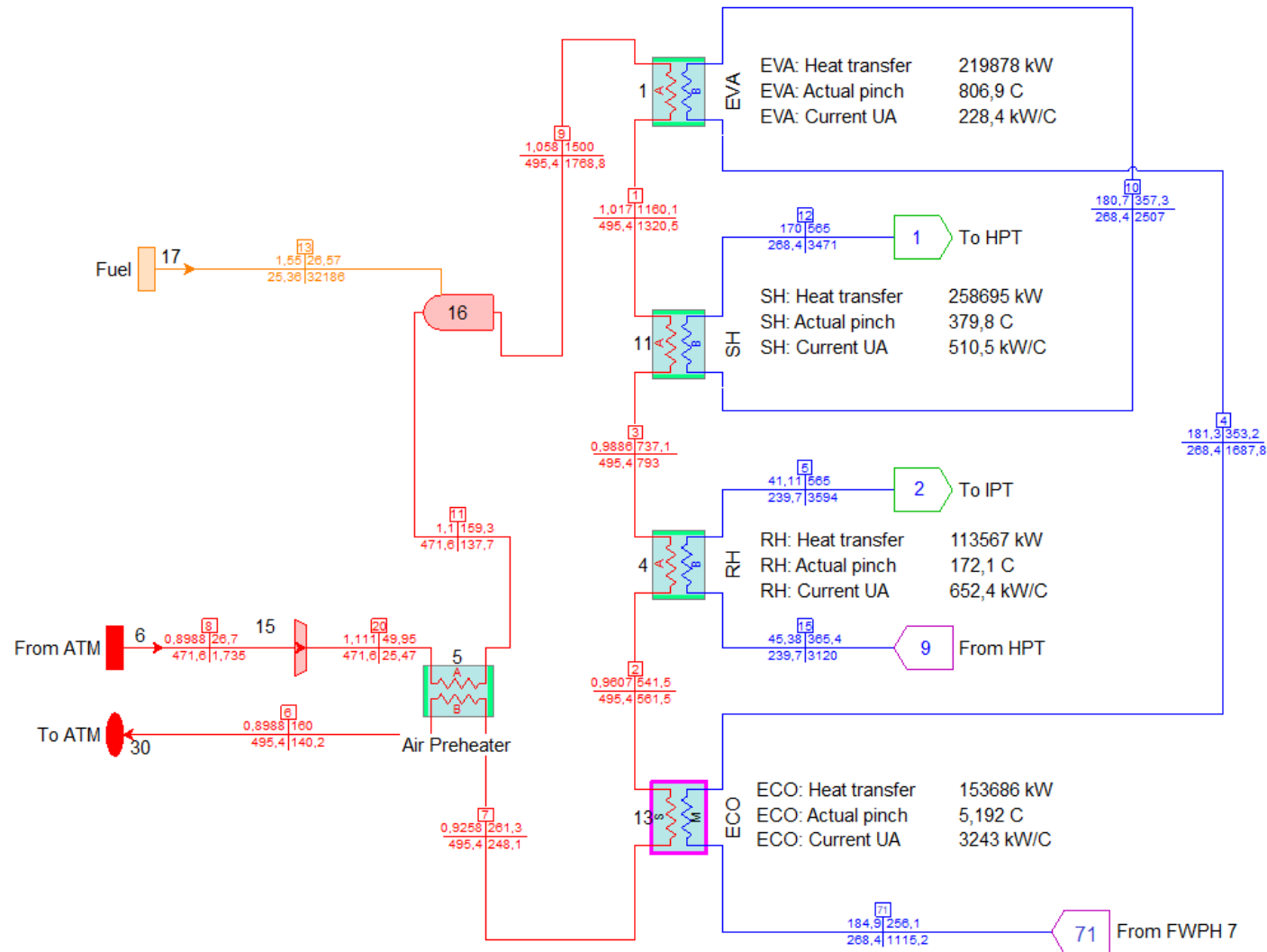


Figura 5-5 Simulación de la Caldera de la central de carbón.

La **Figura 5-5** presenta la simulación realizada de la caldera, donde los gases producto de la combustión transfieren su energía, primero, a los tubos del evaporador, seguido al sobrecalentador, luego al recalentador, posteriormente al economizador y finalmente al precalentador de aire. La **Figura 5-6** presenta el diagrama T-Q de la caldera de carbón pulverizado, incluyendo en su parte final el precalentador de aire.

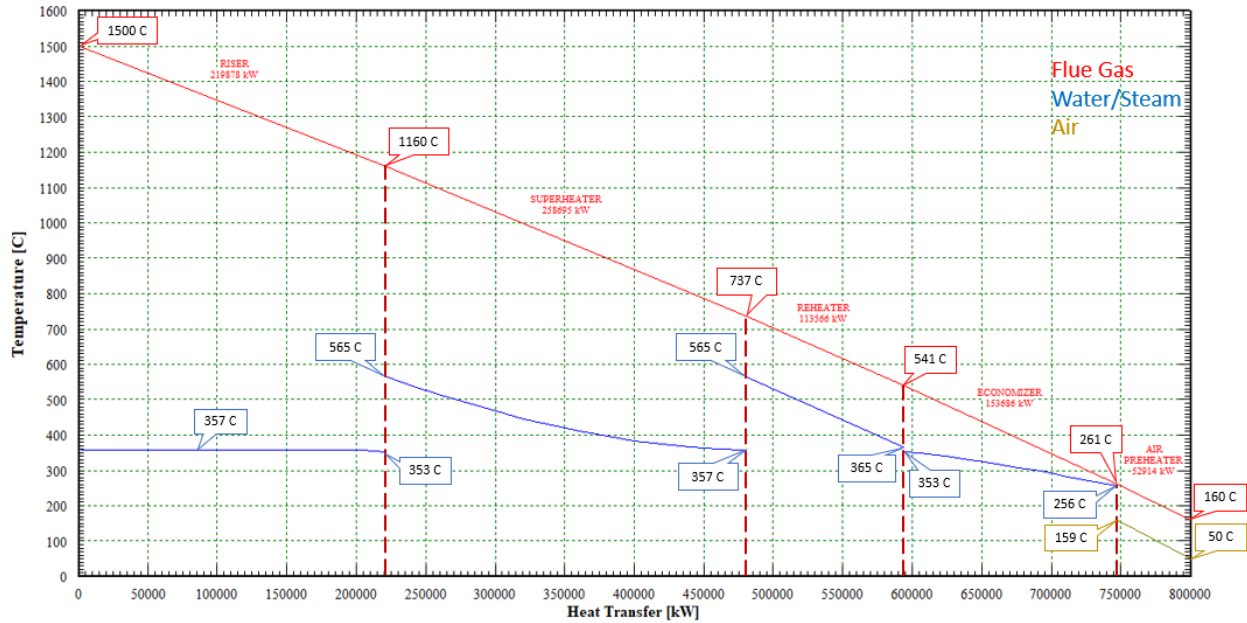


Figura 5-6 Diagrama T-Q de los intercambiadores de calor de la Caldera.

La **Figura 5-7** es el diagrama de las líneas de expansión de la turbina de vapor. Se aprecia cómo entra en la turbina de alta presión a 170 bar y 565°C y sale a 45,38 bar y 365°C. Luego, se aprecia un recalentamiento hasta los 565°C, donde entra en el cuerpo de media presión a 41.11 bar. Finalmente, se observa cómo se va expandiendo el vapor, pasando por todos los escalonamientos de la turbina de media y baja presión, hasta 0.072 bar. La **Figura 5-8** presenta el balance de masa y energía del ciclo Rankine de la central de carbón.

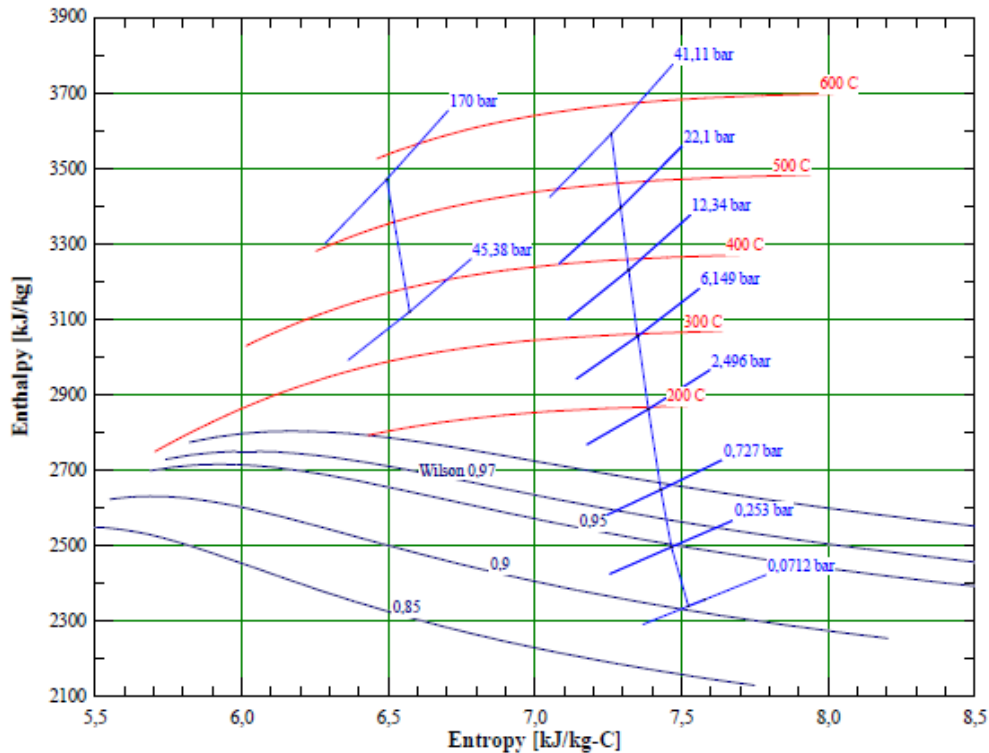


Figura 5-7 Líneas de Expansión de la Turbina de Vapor.

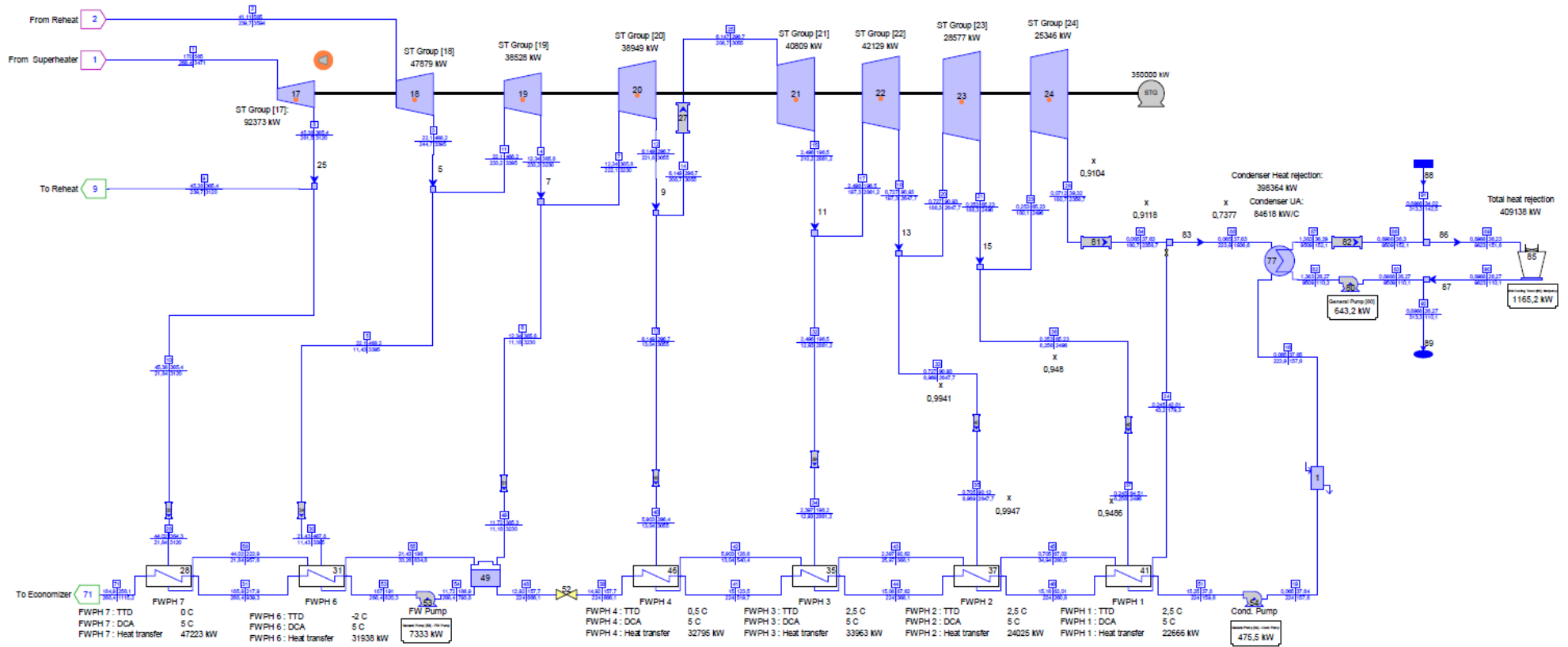


Figura 5-8 Simulación del Ciclo de Rankine de la Central de Carbón.

Dado que la calidad de la **Figura 5-8** no permite ver algunos números, a continuación, se va a presentar la misma imagen del ciclo de Rankine de la Central de Carbón de referencia en secciones.

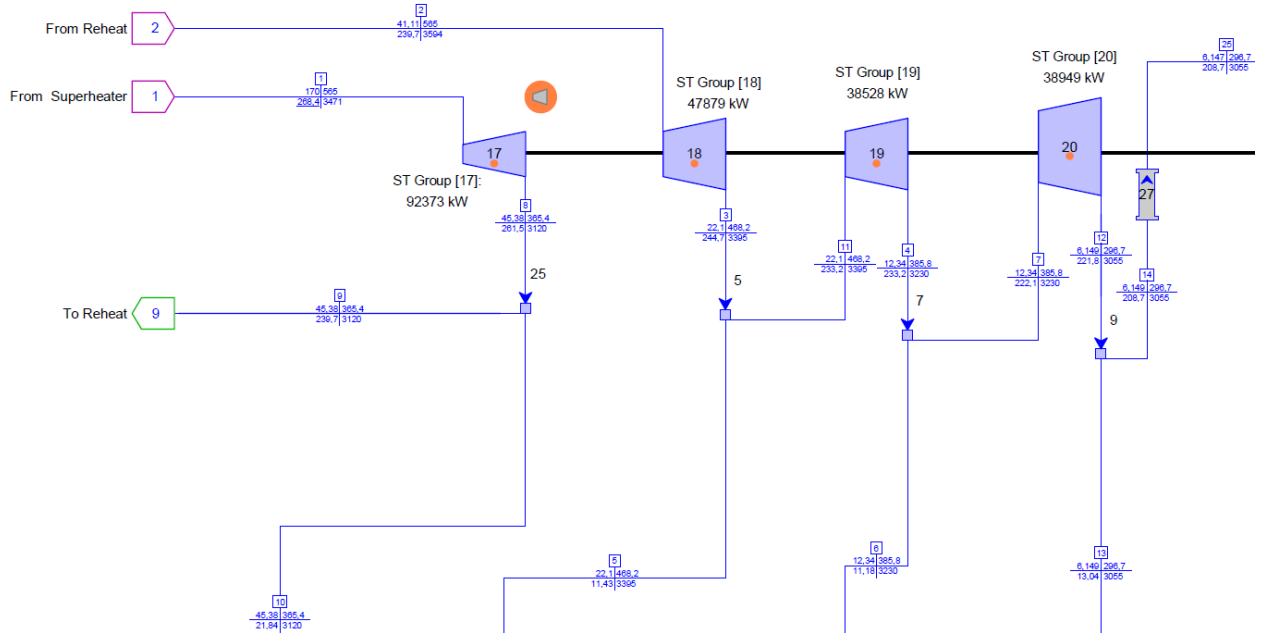


Figura 5-9 Cuerpos de la turbina de alta y media presión

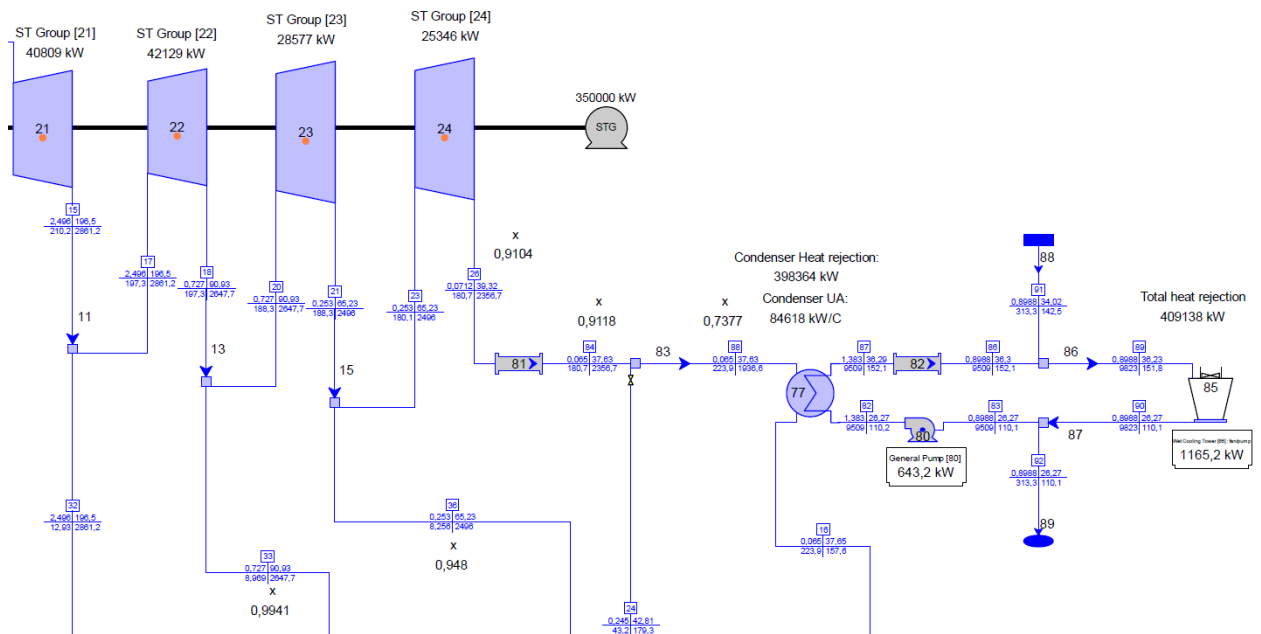


Figura 5-10 Cuerpos de la turbina de baja presión, condensador y torre de refrigeración

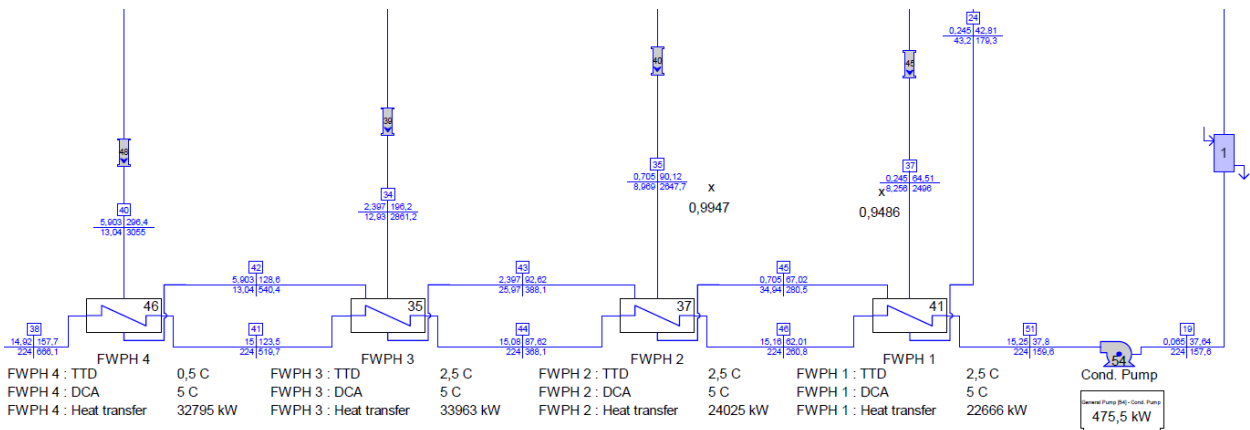


Figura 5-11 Tren de precalentamiento del agua de condensado

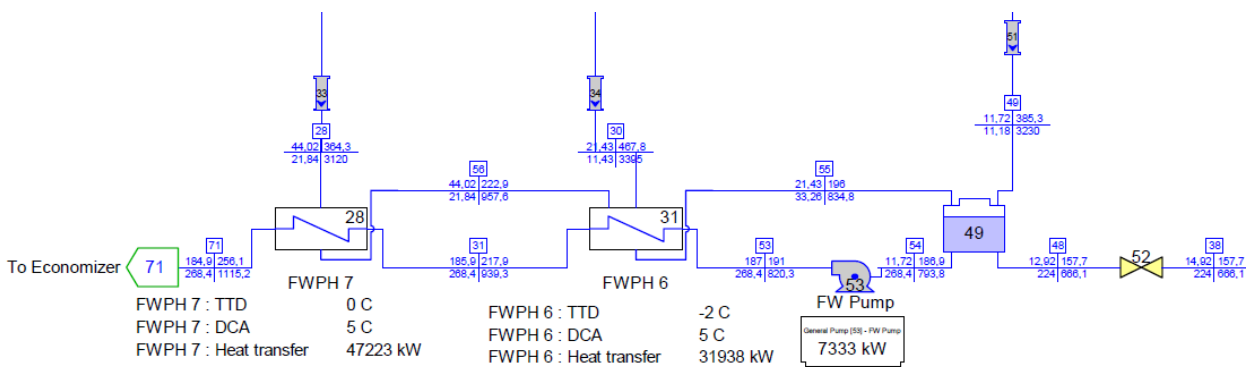


Figura 5-12 Tren de precalentamiento del agua de alimentación y degasificador

Para mayor claridad, seguido se presentan **Tabla 5-1** y **Tabla 5-2**, que indican la ubicación y número de línea, y las condiciones del fluido de trabajo en cada punto.

Número de Línea	Ubicación	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Flujo (kg/s)
1	Entrada a turbina de HP	170	565	3471	268,4
2	Entrada a cuerpo 1 de IP	41,11	565	3594	239,7
3	Salida de cuerpo 1 de IP	22,1	468,2	3395	244,7
4	Salida de cuerpo 2 de IP	12,34	385,8	3230	233,2
5	Extracción del cuerpo 1 de IP	22,1	468,2	3395	11,43
6	Extracción del cuerpo 2 de IP	12,34	385,8	3230	11,18
7	Entrada a cuerpo 3 de IP	12,34	285,8	3230	222,1
8	Salida de turbina de HP	45,38	365,4	3120	261,5
9	Salida del cuerpo de HP hacia RH	45,38	365,4	3120	239,7
10	Extracción del cuerpo de HP	45,38	365,4	3120	21,84
11	Entrada a cuerpo 2 de IP	22,1	468,2	3395	233,2
12	Salida de cuerpo 3 de IP	6,149	296,7	3055	221,8
13	Extracción del cuerpo 3 de IP	6,149	296,7	3055	13,04
14	Salida del cuerpo de IP hacia	6,149	296,7	3055	208,7
15	Salida de cuerpo 1 de LP	2,496	196,5	2861,2	210,2
16	Salida de saturado del condensador	0,065	37,65	157,6	223,9
17	Entrada a cuerpo 2 de LP	2,496	196,5	2861,2	197,3
18	Salida de cuerpo 2 de LP	0,727	196,5	2861,2	197,3
19	Entrada a la bomba de condensado	0,065	37,64	157,6	224
20	Entrada a cuerpo 3 de LP	0,727	90,93	2647,7	188,3
21	Salida de cuerpo 3 de LP	0,253	65,23	2496	188,3
22	Salida de gases hacia chimenea	0,8988	160	139,3	762,9
23	Entrada a cuerpo 4 de LP	0,253	39,32	2496	180,1
24	Drenaje del Precalentador 1	0,245	42,81	179,3	43,2
25	Entrada a cuerpo 1 de LP	6,147	296,7	3055	208,7
26	Salida de turbina de LP	0,0712	39,32	2356,7	180,7
27	Entrada precalentador de aire (lado gases)	0,9168	316,2	305,2	762,9
28	Entrada de vapor al Precalentador 7	44,02	364,3	21,84	3120
29	Entrada de aire al precalentador primario	1,086	26,7	1,731	737,8
30	Entrada de vapor al Precalentador 6	21,43	467,8	3395	11,43
31	Entrada de FW al precalentador 7	185,9	217,9	939,3	268,4
32	Extracción del cuerpo 1 de LP	2,496	196,5	2861,2	12,93
33	Extracción del cuerpo 2 de LP	0,727	90,93	2647,7	8,969
34	Entrada de vapor al Precalentador 3	2,397	196,2	2861,2	12,93
35	Entrada de vapor al Precalentador 2	0,705	90,12	2647,7	8,969
36	Extracción del cuerpo 3 de LP	0,253	65,23	2496	8,256
37	Entrada de vapor al Precalentador 1	0,245	64,51	2496	8,256
38	Salida del condensado del precalentador 4	14,92	157,7	666,1	224
39	Salida de aire del precalentador primario	1,065	192,4	171,5	737,8
40	Entrada de vapor al Precalentador 4	5,903	296,4	3055	13,04

Tabla 5-1 Condiciones de cada punto de la planta de referencia #1.

Número de Línea	Ubicación	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Entalpía (kJ/kg)	Flujo (kg/s)
-----------------	-----------	---------------	------------------	------------------	--------------

41	Entrada de condensado al precalentador 4	15	123,5	519,7	224
42	Drenaje de precalentador 4	5,903	128,6	540,4	13,04
43	Drenaje de precalentador 3	2,397	92,69	388,1	25,97
44	Entrada de condensado al precalentador 3	15,08	87,62	368,1	224
45	Drenaje de precalentador 2	0,705	67,02	280,5	34,94
46	Entrada de condensado al precalentador 2	15,16	62,01	260,8	224
48	Entrada condensado al desgasificador	12,92	157,7	666,1	224
49	Entrada de vapor al Desgasificador	11,72	385,3	3230	11,18
51	Salida de la bomba de condensado	15,25	37,8	159,6	224
53	Salida de la bomba de alimentación	187	191	820,3	268,4
54	Entrada a la bomba de alimentación	11,72	186,9	793,8	268,4
55	Drenaje de precalentador 6	21,43	196	834,8	33,26
56	Drenaje de precalentador 7	44,02	222,9	957,6	21,84
57	Entrada al ECO (lado gases)	0,9528	521,6	533,2	637,4
58	Salida del ECO (lado agua)	181,3	353,2	1687,8	268,4
59	Salida del EVA (lado agua)	180,7	357,3	2506,9	268,4
60	Entrada al EVA (lado gases)	0,9934	817,2	880,1	637,4
61	Salida del EVA (lado gases)	0,9538	521,6	533,2	637,4
62	Entrada al SH (lado agua)	180,2	357,1	2506,9	268,4
63	Salida del SH (lado gases)	0,9945	817,2	880,1	637,4
64	Entrada al SH (lado gases)	1,024	1148	1288,1	637,4
65	Salida del ECO (lado gases)	0,9168	302,7	290,7	637,4
66	Salida del SH (lado agua)	177,8	567,8	3471	268,4
68	Entrada al EVA (lado agua)	180,9	353,2	1687,8	268,4
69	Entrada al RH (lado gases)	1,024	1148	1288,1	125,5
70	Entrada al ECO (lado agua)	183,6	256,1	1115,2	268,4
71	Salida de FW del precalentador 7	184,9	256,1	1115,2	268,4
72	Salida del RH (lado gases)	1,004	383,8	379	125,5
75	Salida del RH (lado agua)	43,04	565,8	3594	239,7
76	Entrada al RH (lado agua)	44,48	364,7	3120	239,7
78	Entrada de fuel al combustor	2	25	32184	26,75
80	Salida de gases del combustor	1,024	1148	1288,1	762,9
82	Salida bomba de refrigerante	1,383	26,27	110,2	9509
83	Entrada bomba de refrigerante	0,8988	26,27	110,1	9509
84	Entrada al tanque de condensado	0,065	37,63	2356,7	180,7
86	Entrada mezcla make-up refrigeración	0,8988	36,3	152,1	9509
87	Salida del condensador (lado refrigerante)	1,383	36,29	152,1	9509
88	Entrada de saturado al condensador	0,065	37,63	1936,6	223,9
89	Entrada torre de refrigeración	0,8988	36,23	151,8	9823
90	Salida torre de refrigeración	0,8988	26,27	110,1	9823
91	Entrada make-up de refrigerante	0,8988	34,02	142,5	313,3
92	Salida make-up de refrigerante	0,8988	26,27	110,1	313,3

Tabla 5-2 Condiciones de cada punto de la planta de referencia #2.

5.4 Análisis de los resultados

5.4.1 Ciclo de Carnot como Referencia

Para poder realizar una comparación, se debe establecer el máximo rendimiento posible al cual puede llegar el ciclo de potencia analizado.

El rendimiento del ciclo de Carnot es el rendimiento máximo que puede tener una máquina térmica que opera entre dos reservorios de energía a diferentes temperaturas, T_L y T_H . Todos los motores térmicos (reales) que operan entre estos límites de temperatura, poseen eficiencias menores. Un motor térmico real no puede alcanzar dicha máxima eficiencia teórica porque no trabaja según un ciclo de Carnot y porque es imposible eliminar por completo las irreversibilidades relacionadas al ciclo real. Este rendimiento máximo se podría expresar como:

$$\eta_{Carnot} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

Donde Q_{in} es el calor aportado al ciclo, Q_{out} es el calor cedido, T_L es la temperatura de foco frío y T_H es la temperatura de foco caliente. Con esta ecuación, se puede establecer claramente que si se aumenta la temperatura de aportación de calor (T_H) o si disminuye la temperatura de cesión de calor (T_L), se producirá un incremento de la eficiencia del ciclo.

Para el ciclo de referencia, el rendimiento máximo alcanzable es:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{299,42 \text{ K}}{1773,15 \text{ K}} = 83,11\%$$

Aunque esta eficiencia teórica sea muy alta, existen algunas limitaciones que fijan el máximo alcanzable, como son la temperatura máxima de suministro de calor, la cual estará restringida por la resistencia de los materiales a altas temperaturas y, de igual manera, la temperatura mínima de cesión de calor, la cual estará restringida por la temperatura del medio de enfriamiento.

A continuación, la **Figura 5-13** presenta el ciclo de Carnot que considera las temperaturas de los focos frío ($T_L=26,27^\circ\text{C}$) y caliente ($T_H=1500^\circ\text{C}$).

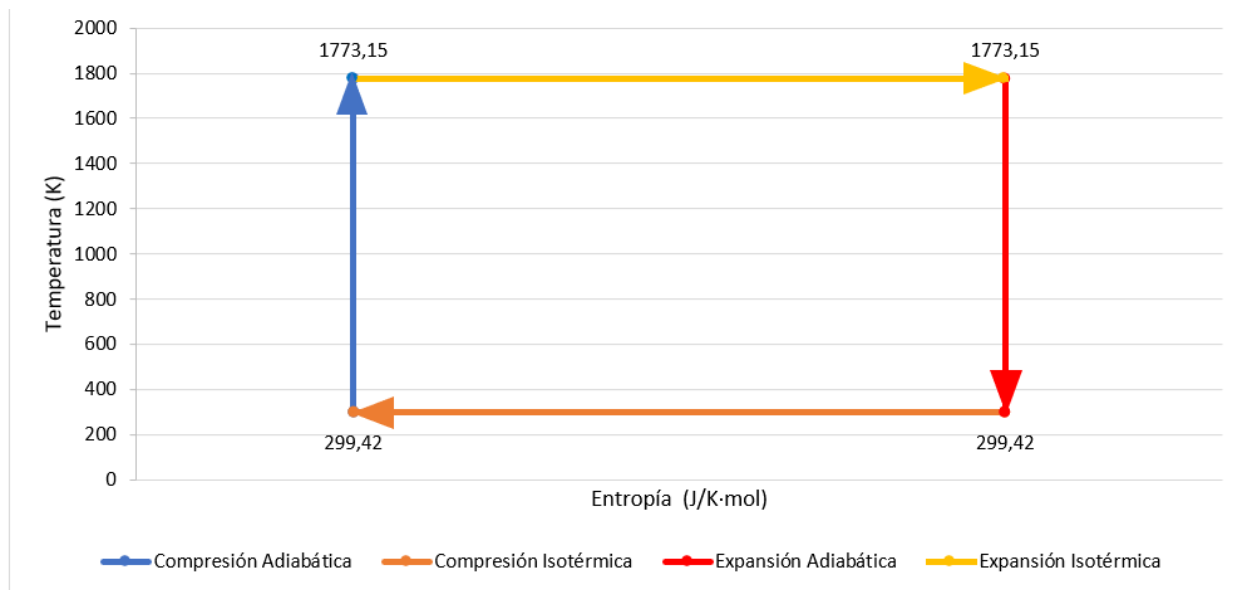


Figura 5-13 Ciclo de Carnot entre las temperaturas T_L y T_H .

5.4.2 Ciclo de Rankine

La realización del ciclo de Carnot con el vapor de agua posee una serie de inconvenientes y no es factible en la práctica por lo que se utiliza otro ciclo que opere en condiciones similares y permita alcanzar rendimientos suficientemente elevados. Este es el ciclo de Rankine.

En nuestro ciclo de referencia, intervienen los siguientes cuatro procesos del ciclo Rankine:

1. Compresión adiabática (\dot{W}_{in}): se divide en dos etapas de bombeo, una debido a la bomba de condensado (\dot{W}_{CP}) y otra debido a la bomba de agua de alimentación (\dot{W}_{FWP}). Este proceso no es isentrópico debido a las irreversibilidades en las bombas.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{in} &= \dot{W}_{CP} + \dot{W}_{FWP} = m_{19} * (h_{51} - h_{19}) / \eta_{CP} + m_{54} * (h_{53} - h_{54}) / \eta_{FWP} \\ \dot{W}_{in} &= (224) * (159,6 - 157,6) / (0,9606) + (268,4) * (820,3 - 793,8) / (0,9728) \\ \dot{W}_{in} &= 475,5 + 7333 = 7808,5 \text{ kW}\end{aligned}$$

2. Adición de calor (\dot{Q}_{in}): este se da gracias a la caldera de carbón, donde se encuentra el sobrecalentador (\dot{Q}_{SH}), el recalentador (\dot{Q}_{RH}), el evaporador (\dot{Q}_{EVA}) y el economizador (\dot{Q}_{ECO}). Este proceso lleva asociada una caída de la presión de remanso.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{in} &= \dot{Q}_{ECO} + \dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{RH} \\ \dot{Q}_{in} &= m_{70} * (h_{58} - h_{70}) + m_{68} * (h_{59} - h_{68}) + m_{62} * (h_{66} - h_{62}) + m_{76} * (h_{75} - h_{76}) \\ \dot{Q}_{in} &= m_{70} * (h_{66} - h_{70}) + m_{76} * (h_{75} - h_{76}) \\ \dot{Q}_{in} &= (268,4) * (3471 - 1115,2) + (239,7) * (3594 - 3120) \\ \dot{Q}_{in} &= 745826 \text{ kW}\end{aligned}$$

3. Expansión adiabática (\dot{W}_{out}): se da una expansión del vapor dentro de la turbina, en la cual se genera trabajo. Se da en los diferentes escalonamientos de los tres cuerpos de la turbina, alta presión (HP), media presión (IP) y baja presión (LP). A medida que avanza el flujo dentro de la turbina, también se extrae vapor para precalentar el agua de alimentación y así aumentar la eficiencia del ciclo. Por lo que el trabajo de la turbina es una sumatoria de la aportación de potencia de cada tramo de la expansión. Este proceso no es isentrópico debido a las irreversibilidades en la turbina.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{out} &= \dot{W}_{HP} + \dot{W}_{IP1} + \dot{W}_{IP2} + \dot{W}_{IP3} + \dot{W}_{LP1} + \dot{W}_{LP2} + \dot{W}_{LP3} + \dot{W}_{LP4} \\ \dot{W}_{out} &= m_1 * (h_1 - h_8) + m_2 * (h_2 - h_3) + m_{11} * (h_{11} - h_4) + m_7 * (h_7 - h_{12}) \\ &+ m_{25} * (h_{25} - h_{15}) + m_{17} * (h_{17} - h_{18}) + m_{20} * (h_{20} - h_{21}) + m_{23} * (h_{23} - h_{26}) \\ \dot{W}_{out} &= 268,4 * (3471 - 3120) + 239,7 * (3594 - 3395) + 233,2 * (3395 - 3230) + 222,1 \\ &* (3230 - 3055) + 208,7 * (3055 - 2861,2) + 197,3 * (2861,2 - 2647,7) + 188,3 \\ &* (2647,7 - 2496) + 180,1 * (2496 - 2356,7) \\ \dot{W}_{out} &= 353709 \text{ kW}\end{aligned}$$

4. Cesión de calor (\dot{Q}_{out}): es el proceso de condensación del vapor hasta llevarlo a líquido ligeramente subenfriado, o saturado al menos.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{out} &= \dot{Q}_{Cond} = m_{88} * (h_8 - h_{16}) \\ \dot{Q}_{out} &= 223,9 * (1936,6 - 157,6) \\ \dot{Q}_{out} &= 398364 \text{ kW}\end{aligned}$$

5.4.3 Transformación y Pérdidas de Energía

La energía disponible en el combustible se va transformando hasta que se mide en los bornes del alternador y/o se entrega a la red. En la **Figura 5-14**, se muestra un esquema de dicho proceso para nuestra planta de referencia.

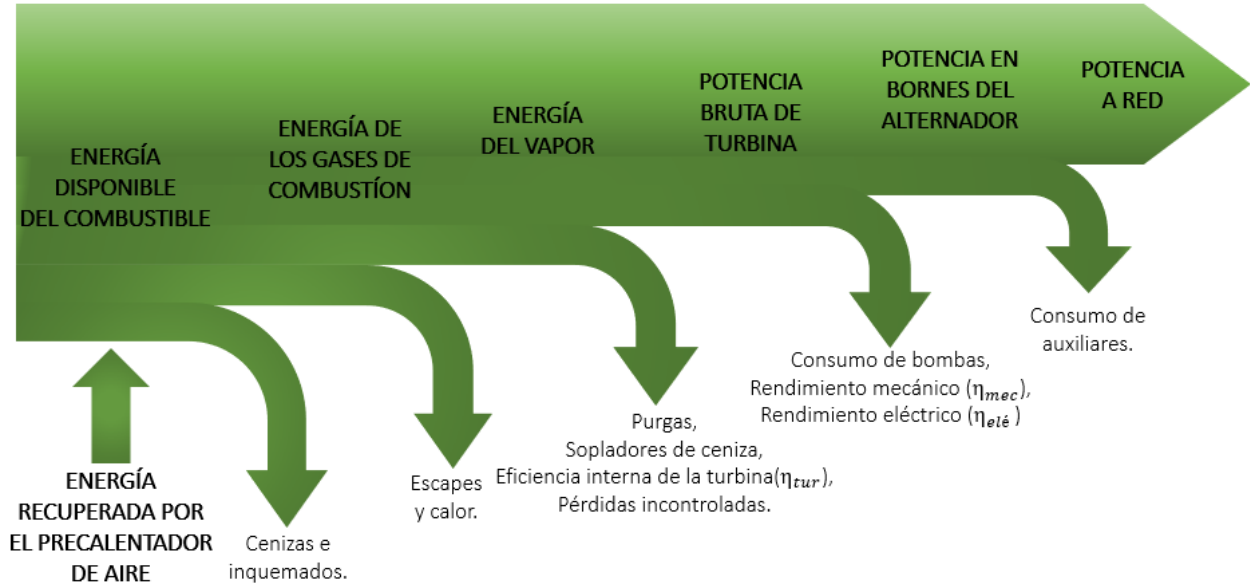


Figura 5-14 Transformación y pérdidas de energía.

Para comenzar, la energía del combustible la podemos calcular de la siguiente manera, donde \dot{m}_{comb} es el flujo másico de combustible y PCI es el poder calorífico inferior del carbón (LHV).

$$\dot{Q}_{combustible} = \dot{m}_{comb} * PCI$$

$$\dot{Q}_{combustible} = 25,36 \frac{kg}{s} * 32186 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{combustible} = 816120 kW$$

En la **Figura 5-15**, se muestra una captura de pantalla del quemador de la caldera simulado en Thermoflex.

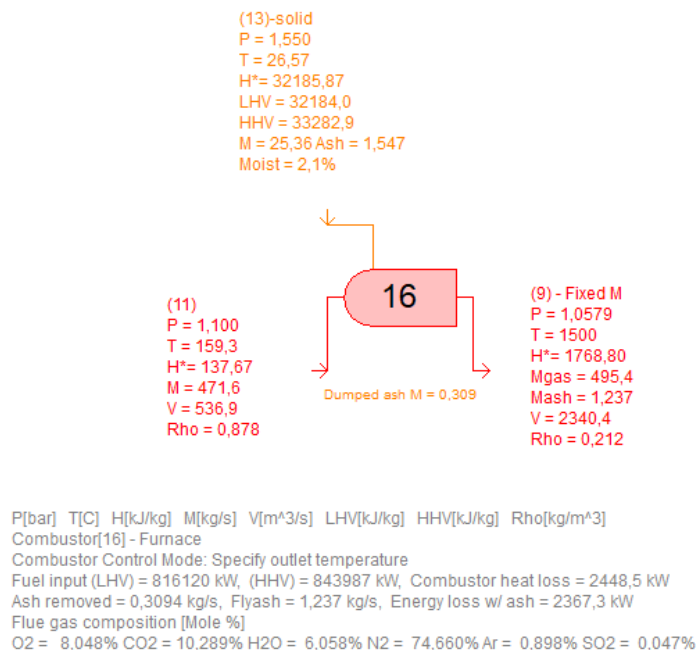


Figura 5-15 Quemador de la Caldera.

La energía disponible en los gases de combustión se calcula sumando a $\dot{Q}_{combustible}$, la energía recuperada por el ventilador de entrada de aire primario, y restando las pérdidas de energía en la caldera debido a la convección, la radiación y las pérdidas por quemados, como las cenizas [33].

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{combustión} &= \dot{Q}_{combustible} + \dot{Q}_{precalentador} - \dot{Q}_{rad/con} - \dot{Q}_{inquemados} \\ \dot{Q}_{combustión} &= 816120 + 471,6 * (137,67 - 25,47) - 2448,5 - 2367,3 \\ \dot{Q}_{combustión} &= 864218 \text{ kW}\end{aligned}$$

Esta energía que llevan los gases producto de la combustión es transferida en menor manera al vapor debido a que los humos de la chimenea, en nuestra planta de referencia, salen a unos 160°C. Esta consideración se debe a la cantidad de azufre que posee el carbón. Este, en la combustión, produce anhídrido sulfúrico (SO_3) que, en presencia de agua líquida, se transforma en ácido sulfúrico (H_2SO_4), el cual es muy corrosivo. Por lo que, para evitar la formación de condensado, el vapor de agua contenido en los humos ha de condensarse fuera de la chimenea. El rendimiento de la caldera se puede calcular como el calor absorbido por el agua/vapor entre el calor de los gases de combustión.

$$\begin{aligned}\eta_{caldera} &= \frac{\dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_{combustión}} \\ \eta_{caldera} &= \frac{745826}{864218} \\ \eta_{caldera} &= 86,30\%\end{aligned}$$

La cantidad de vapor generado en la caldera no suele ser el mismo que llega a la turbina, esto se debe a utilidades externas que utilizan parte del vapor generado como pueden ser tanques de purga continua, sopladores de cenizas, pérdidas incontroladas, vapor auxiliar o muestreo. Por lo que, se debe generar una mayor cantidad de vapor que la considerada para la turbina. Dicha relación suele rondar el 1,01%. En nuestro caso, no se considerará tal cantidad adicional de vapor generado por lo que el rendimiento térmico bruto del ciclo se puede calcular de la siguiente manera

$$\begin{aligned}\eta_{tér,bruto} &= \frac{\dot{W}_{turbina}}{\dot{Q}_{vapor}} \\ \eta_{tér,bruto} &= \frac{353709}{745826} \\ \eta_{tér,bruto} &= 47,43\%\end{aligned}$$

De igual forma, el rendimiento térmico neto del ciclo se puede calcular así

$$\begin{aligned}\eta_{tér,neto} &= \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bombas}}{\dot{Q}_{vapor}} \\ \eta_{tér,neto} &= \frac{353709 - 7808,5}{745826} = \frac{345900,5}{745826} \\ \eta_{tér,neto} &= 46,38\%\end{aligned}$$

El rendimiento mecánico ($\eta_{méc}$) expresa las pérdidas ocasionadas por efectos de la fricción mecánica en los cojinetes de la turbina, de manera que esta se puede representar como la relación entre la potencia cedida por el vapor y la potencia transmitida por el rotor al generador eléctrico. De igual forma, el rendimiento eléctrico ($\eta_{eléc}$) representa la relación entre la potencia que se mide en bornes del alternador y la potencia transmitida por el eje, descontadas las pérdidas mecánicas. El conjunto de estas dos eficiencias se conoce como rendimiento electromecánico del generador (η_{em}).

$$\eta_{em} = \frac{\text{Potencia Bornes del Alternador}}{\text{Potencia de Turbina}}$$

$$\text{Potencia Bornes del Alternador} = \eta_{em} * \text{Potencia de Turbina}$$

$$\text{Potencia Bornes del Alternador} = (0,9895) * (353709)$$

$$\text{Potencia Bornes del Alternador} = 350006 \text{ kW}$$

Esta es la potencia para la cual ha sido diseñada la planta de referencia, 350 MW en bornes del alternador. En la **Figura 5-16**, se presenta una captura de pantalla de los resultados del generador eléctrico.

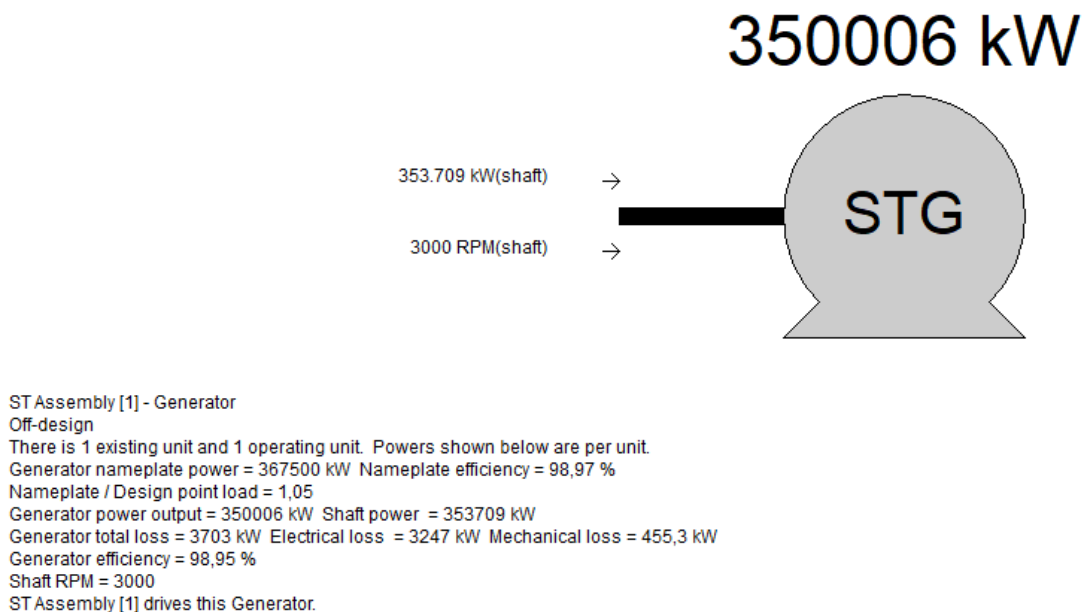


Figura 5-16 Generador eléctrico

Es importante mencionar que la energía obtenida en bornes del alternador no será la misma que finalmente se envíe a la red, y esto dependerá del consumo de auxiliares que posea la central, que es la potencia que utiliza la propia planta para su funcionamiento.

Los consumos auxiliares considerados en la central de referencia son los siguientes:

- Bomba de condensado: 475,5 kW
- Bomba de agua de alimentación: 7333 kW
- Ventilador/bomba de la torre de enfriamiento: 1165,2 kW
- Bomba de refrigerante: 643,2 kW
- Consumo del ventilador de la caldera: 11306 kW
- Otros consumos de la turbina de vapor: 735,5 kW
- Otros consumos de planta: 3500 kW

El consumo total de los auxiliares de la planta es de 25158 kW.

En la **Figura 5-17**, se muestra una gráfica representativa del reparto del consumo de auxiliares.

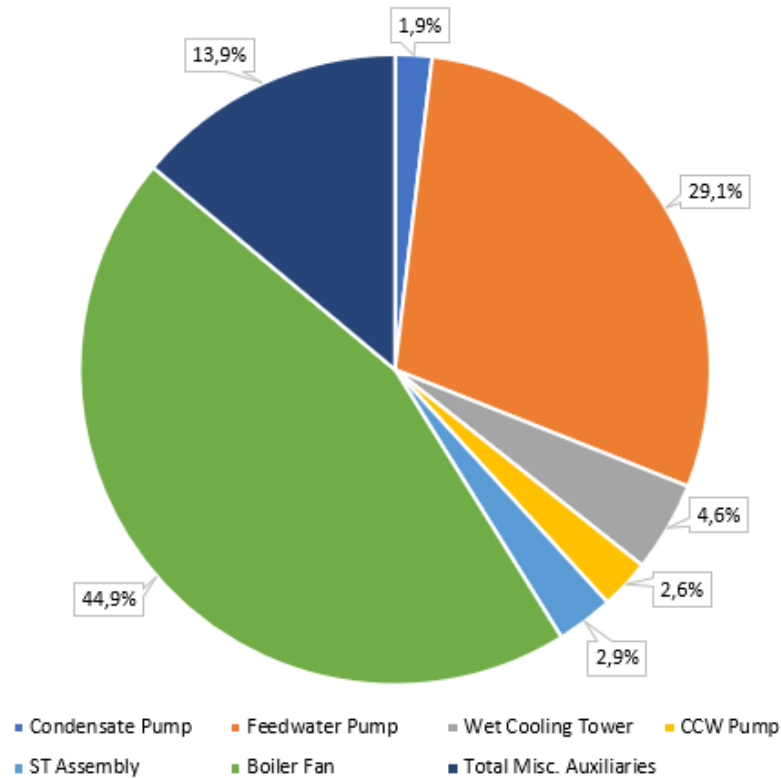


Figura 5-17 Desglose del Consumo de Auxiliares

Por lo que, el rendimiento global bruto de la planta se puede calcular así

$$\eta_{global,bruto} = \frac{\text{Potencia Bornes del Alternador}}{\dot{Q}_{combustible}}$$

$$\eta_{global,bruto} = \frac{350006}{816120}$$

$$\eta_{global,bruto} = 42,89\%$$

Finalmente, el rendimiento global neto de la planta se obtiene así

$$\eta_{global,neto} = \frac{\text{Potencia entregada a la Red}}{\dot{Q}_{combustible}}$$

$$\eta_{global,neto} = \frac{\text{Potencia Bornes del Alternador} - \text{Consumos Auxiliares}}{\dot{Q}_{combustible}}$$

$$\eta_{global,neto} = \frac{350006 - 25158}{816120}$$

$$\eta_{global,neto} = 39,80\%$$

6 INYECCIONES DE VAPOR

Esta sección consiste en dos partes, la primera en desarrollar y describir en qué residen las inyecciones a simular. La segunda parte se basa en la presentación y análisis de los resultados obtenidos a través de dichas simulaciones. Finalmente se presenta una valoración global por planta termosolar.

6.1 Inyecciones por estudiar

La **Figura 6-1** representa el esquema inicial de la planta de carbón inicial. Dicha figura no presenta modificaciones al esquema original de la caldera.

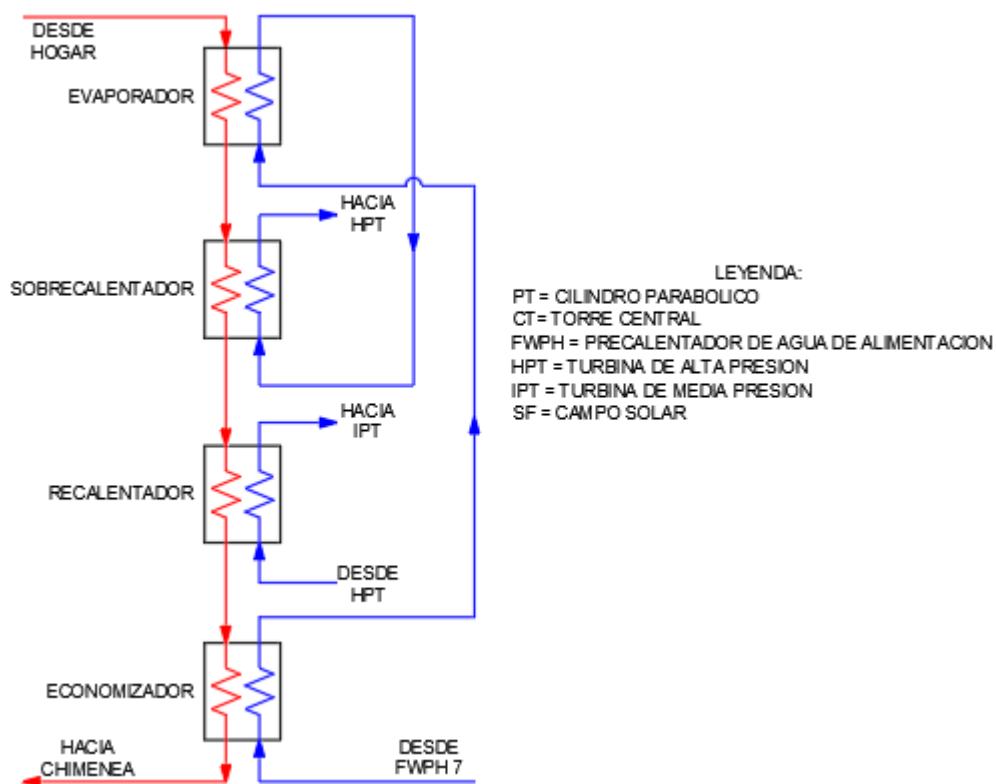


Figura 6-1 Esquema de la planta convencional de referencia.

6.1.1 Inyección 1: Inyección a la salida del Evaporador (PT)

Esta inyección consiste en extraer una parte del caudal de agua de alimentación que sale del precalentador de alta presión 7 (ver **Figura 5-8**), llevarlo al campo solar de la planta con colector cilindro parabólico (PT) y regresarlo en condiciones de vapor sobrecalentado a una temperatura de 370°C e introducirlo a la salida del evaporador para su mezcla con el vapor saturado que ha sido generado por la caldera. Luego el caudal total de vapor sobrecalentado pasa por el sobrecalentador para ser llevado a las condiciones necesarias para la turbina de alta presión.

En la **Figura 6-2**, se presenta un esquema de la inyección a la salida del evaporador.

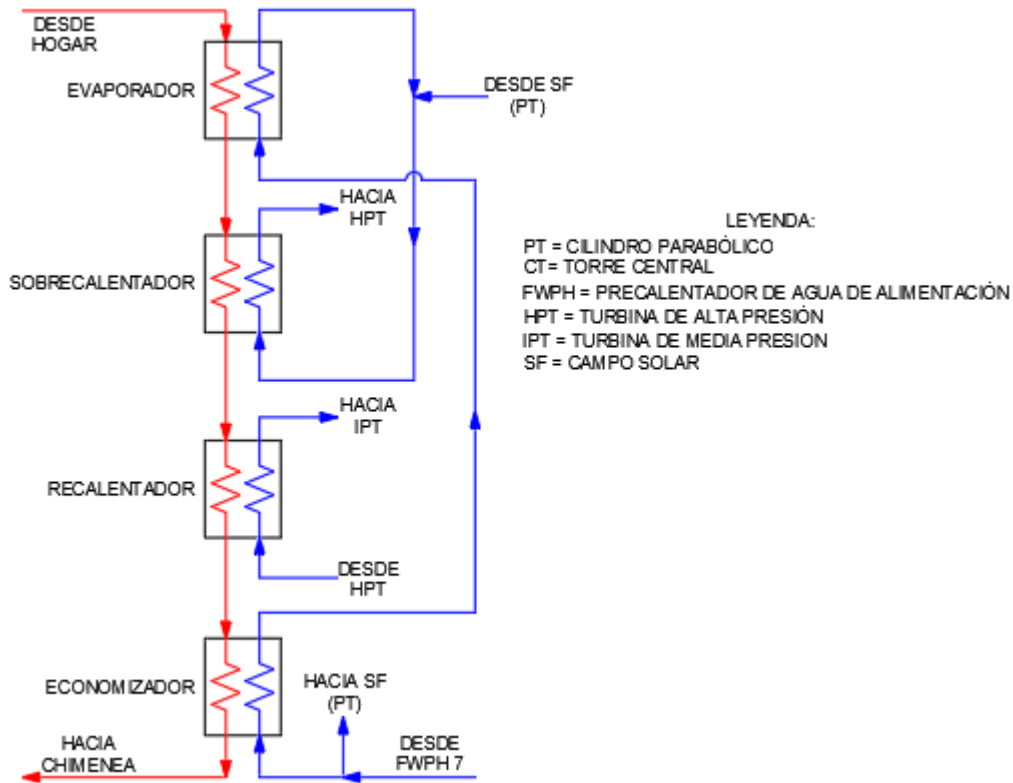


Figura 6-2 Esquema de la Inyección a la salida del Evaporador (PT).

6.1.2 Inyección 2: Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (PT)

En esta sección se proponen dos inyecciones. La primera consiste en llevar el vapor recalentado frío hacia el campo solar y elevarlo a 370°C, para luego introducirlo en el recalentador y este lo lleve a las condiciones de entrada de la turbina de media presión.

En la **sección 6.1.1**, al introducir el vapor sobrecalentado a la salida del evaporador, se mezcla con el vapor saturado causando su enfriamiento. Esto, tal vez, produce un efecto contraproducente. Por lo que, la segunda inyección propone agregar un sobrecalentador intermedio. Esta inyección consistiría en extraer parte del caudal de agua de alimentación, llevarlo al campo solar para generar vapor sobrecalentado a 370°C, e inyectarlo, no a la salida del evaporador sino, a la salida del sobrecalentador intermedio el cual estará a las mismas condiciones.

La **Figura 6-3** presenta un esquema de las inyecciones a simular en el recalentador y entre los sobrecalentadores.

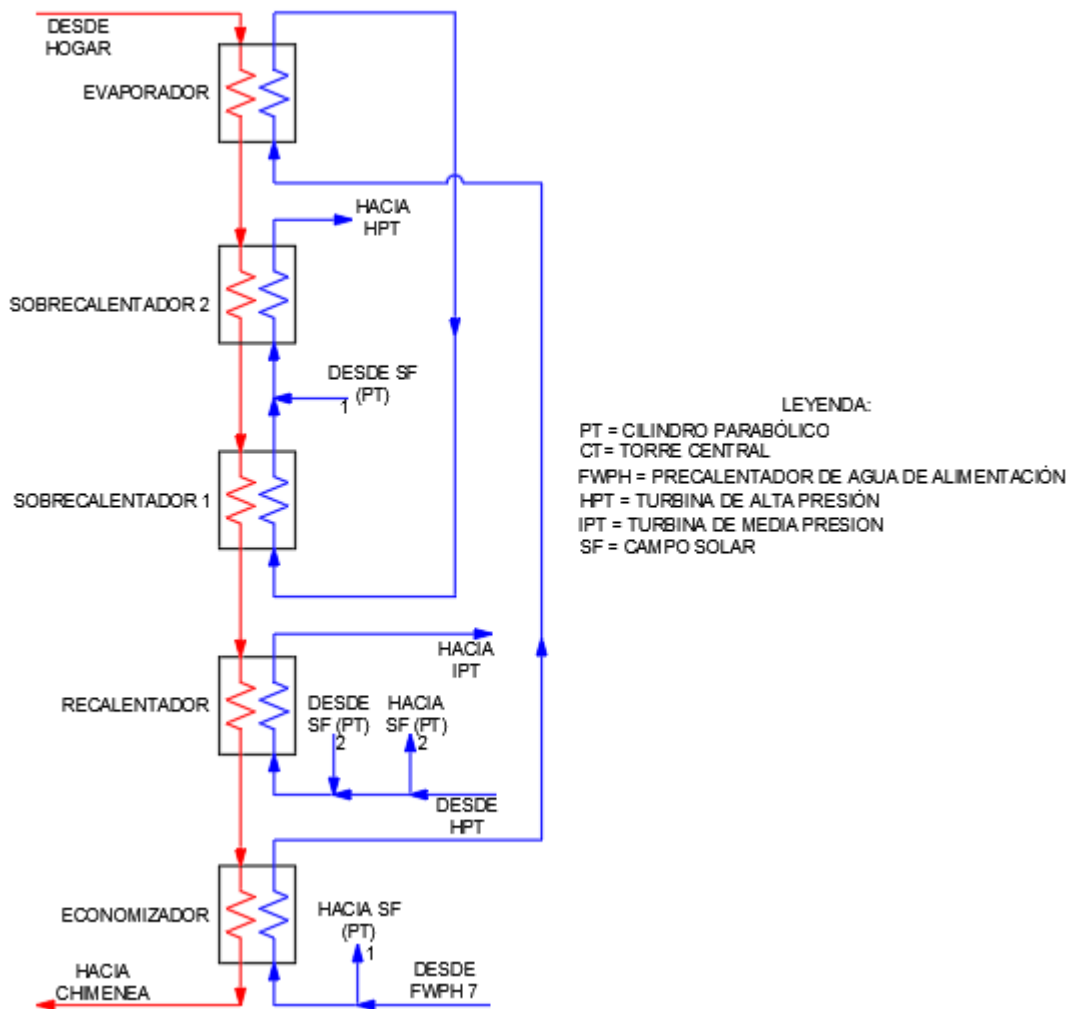


Figura 6-3 Esquema de la Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (PT).

6.1.3 Inyección 3: Inyección a la salida del Evaporador (CT)

A diferencia de la inyección de la **sección 6.1.1**, ésta propone la extracción de parte del caudal de agua de alimentación para calentarlo en el campo solar de la planta de torre central (CT) y generar vapor sobrecalentado a 540°C, y reintroducirlo en la caldera a la salida del evaporador.

La **Figura 6-4** es un esquema que representa la inyección a la salida del evaporador a una mayor temperatura (540°C).

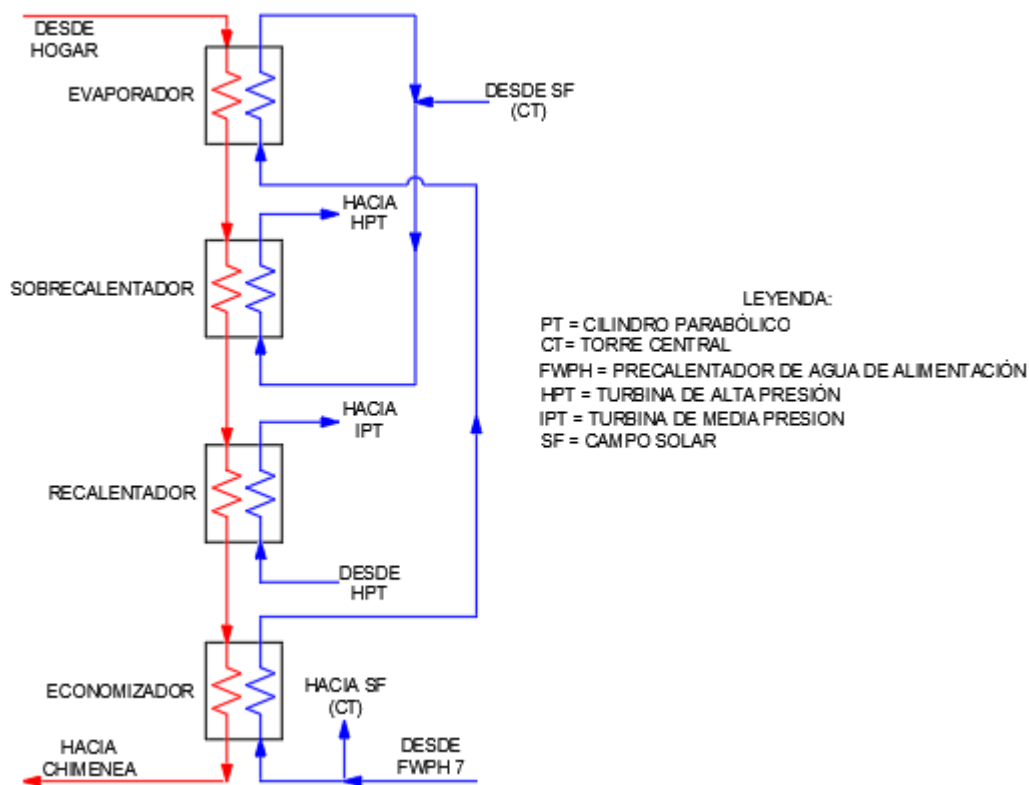


Figura 6-4 Esquema de la Inyección a la salida del Evaporador (CT).

6.1.4 Inyección 4: Inyección en el Recalentador (CT)

Esta inyección se basa en llevar todo el caudal del recalentado frío hacia el campo solar de la torre central (CT) y obtener vapor sobrecalentado a 540°C e introducirlo en la entrada del recalentador para agregarle la energía faltante y llevarlo a las condiciones de operación de la turbina de media presión.

La **Figura 6-5** es un esquema que representa la inyección en el recalentador.

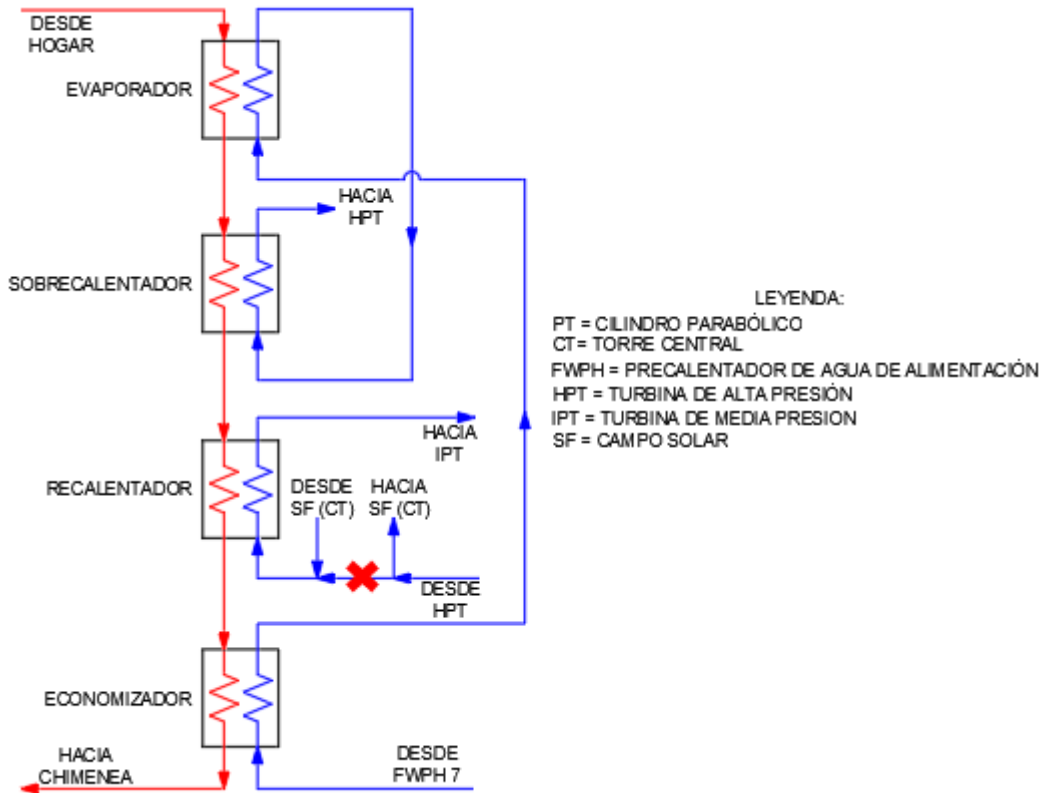


Figura 6-5 Esquema de la Inyección en el Recalentador (CT).

6.1.5 Inyección 5: Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (CT)

La inyección 5 combina las inyecciones de la **sección 6.1.3** y la **sección 6.1.4**. La primera, llevando todo el recalentado frío a 540°C e inyectándolo a la entrada del recalentador. La segunda, propone agregar un sobrecalentador intermedio. Esto se debe a que, al inyectar a la salida del evaporador, las condiciones de ambos son diferentes, por lo que se da una mezcla de vapor sobrecalentado a 540°C y vapor saturado a 358°C causando un enfriamiento del vapor sobrecalentado. Se considera que este efecto es contraproducente por lo que sugiere introducir un sobrecalentador intermedio que a la salida tenga las mismas condiciones, y se mezclen para entrar en el sobrecalentador 2 y llevar el vapor a condiciones para su entrada en la turbina.

La **Figura 6-6** es un esquema que representa la inyección en el recalentador y las inyecciones entre los sobrecalentadores.

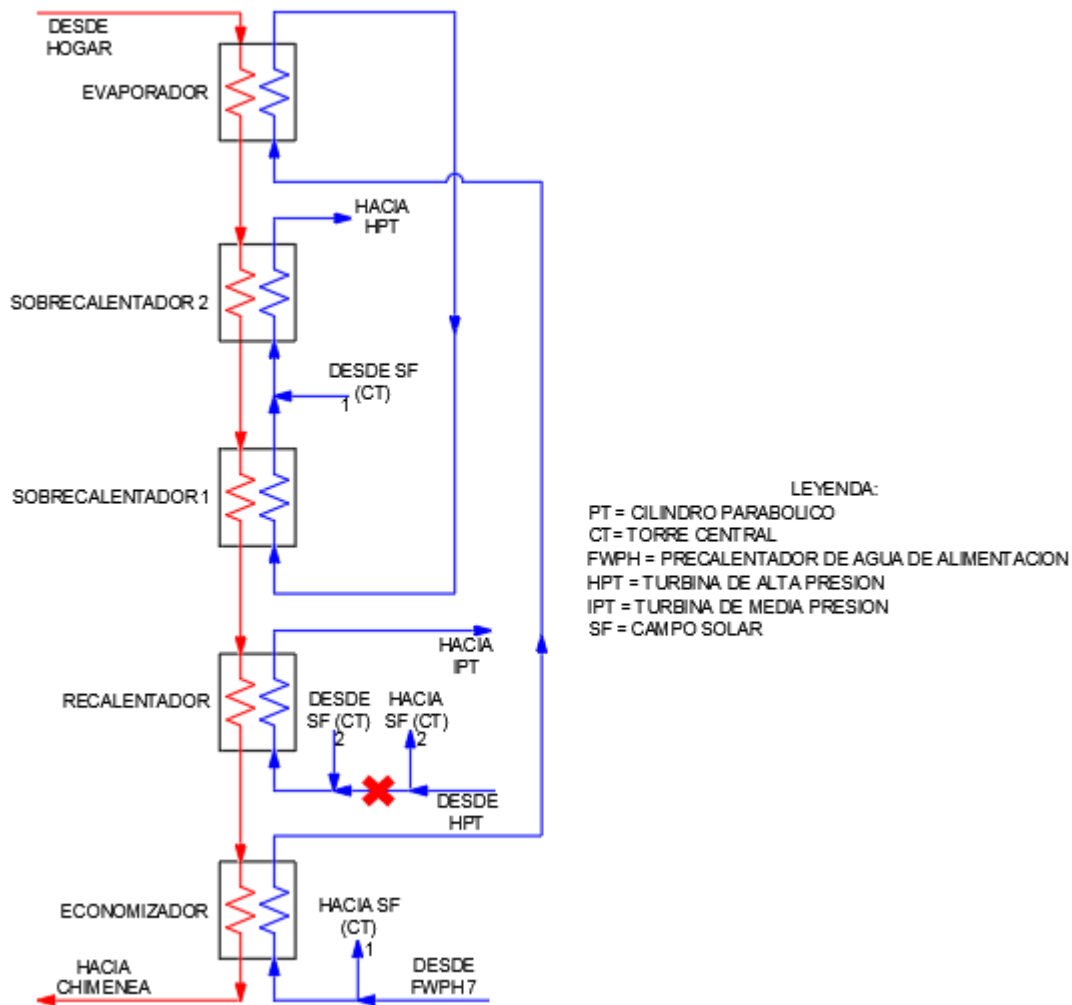


Figura 6-6 Esquema de la Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (CT).

6.1.6 Caso Adicional: Inyección en la salida del Evaporador con cierre de la primera y segunda extracción de la turbina (CT).

Esta es considerada un caso de interés a analizar. ¿Cómo se verían los equipos influenciados si al cerrar las extracciones de vapor de los precalentadores de alta presión se le añade una inyección de vapor a la salida del evaporador?

Primeramente, hay que mencionar que este caso difiere de las demás inyecciones ya que no se puede comparar directamente con el caso inicial porque las condiciones de entrada al generador de vapor son diferentes. Para poder compararlo, se debe tener una referencia en iguales condiciones de operación; por lo que nos encontramos en una situación de caso inicial en condiciones fuera de diseño.

Esta considera el cierre de las dos extracciones de la turbina que van hacia los precalentadores de alta presión (**FwPH 6 y FwPH 7**, ver **Figura 5-8**). Parte del caudal del agua de alimentación, será calentado con el intercambio con el campo solar (CT) e inyectado a la salida del evaporador. Al cerrar las dos extracciones, estará pasando mayor flujo a través de la turbina, por lo que, para mantener la misma potencia de generación, se espera una reducción en el caudal de vapor producido.

Al estar cerrada las líneas de vapor, el agua de alimentación vendrá más fría, por lo que, para generar vapor a las mismas condiciones anteriores (170 bar @ 565°C) la caldera deberá aportar mayor energía y, por lo tanto, se espera que haya un mayor consumo de combustible. Pero la caldera no está calentando la totalidad del agua de alimentación, sino una parte está siendo calentada a través del campo solar por lo que el aumento de combustible ya no es tan claro. Por tales razones se estudia este caso.

La **Figura 6-7** ilustra un esquema de la inyección a la salida del evaporador al cerrar las extracciones de la turbina que precalientan el agua de alimentación.

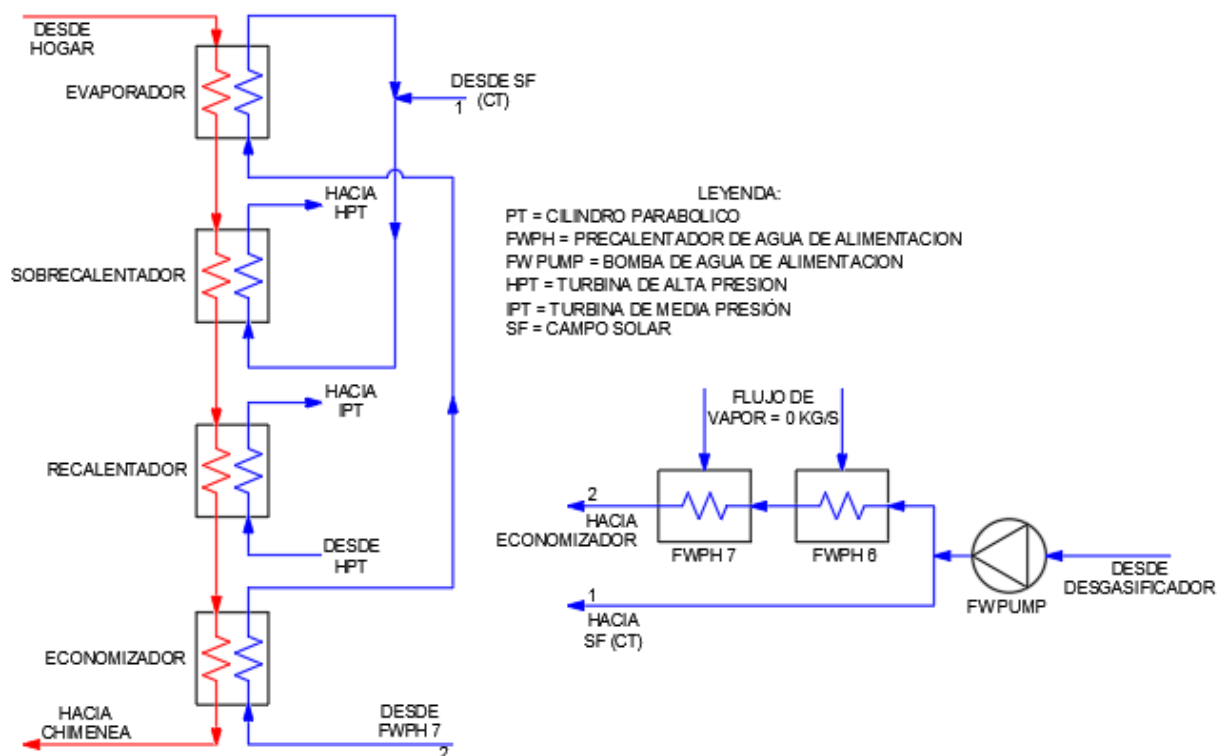


Figura 6-7. Esquema de la Inyección en la salida del Evaporador con cierre de la primera y segunda extracción de la turbina.

6.2 Resultado y Análisis de las Inyecciones

Los gases producto de la combustión de la caldera de carbón pulverizado de la central térmica poseen una potencia térmica de 864218 kW, de los cuales 745826 kW son transferidos al vapor; y el carbón posee un poder calorífico de 32186 kJ/kg, lo que se traduce en un consumo de combustible de 25,36 kg/s, como se pudo apreciar en la **sección 5.4.3 Transformación y Pérdidas de Energía**.

Es importante recordar que partimos de la suposición de que el campo solar está dimensionado para aportar un 25% de la potencia térmica que genera intercambia el agua/vapor con la caldera, por lo que obtenemos

$$\text{Potencia térmica aportada al Vapor por la Caldera} = 745\ 826\ \text{kW}$$

<i>Nueva Caportación de la Caldera</i>	<i>Aportación del Campo Solar</i>
745 826 * (1 – 0,25) 559369 kW	745 826 * 0,25 186456 kW

Tabla 6-1 Reducción de potencia térmica de la caldera de vapor.

Dado que en un principio la totalidad de la carga la suministra la caldera de carbón, y que el carbón a utilizar es el mismo con igual poder calorífico, se observa que **disminuir 25% la potencia térmica, representa reducir 25% el consumo de combustible**.

$$\text{Consumo Inicial de Combustible de la Caldera} = 25,36 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

<i>Nuevo Consumo de Combustible Esperado</i>	<i>Reducción del Consumo de Combustible Esperada</i>
25,36 * (1 – 0,25) $\approx 19 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	25,36 * (0,25) $\approx 6,4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Tabla 6-2 Reducción de consumo de combustible de la caldera.

En la **Tabla 6-3**, se muestra el consumo de combustible de la caldera en cada inyección de vapor, además de la potencia térmica aportada por la caldera y el porcentaje de carga cubierto con la caldera respecto a la inicial.

	Caso / Inyección	Potencia Aportada	Consumo de Combustible	Carga de la Caldera
Planta de Carbón	Caso Inicial sin Inyección	745 826 kW	25,36 kg/s	100 %
PT	1. Salida del EVA	559 363 kW	19,02 kg/s	75,00 %
	2. RH y entre SH1 y SH2	559 337 kW	18,99 kg/s	75,00 %
CT	3. Salida del EVA	559 356 kW	19,02 kg/s	75,00 %
	4. RH	646 658 kW	21,99 kg/s	86,70 %
	5. RH y entre SH1 y SH2	559 343 kW	18,99 kg/s	75,00 %

Tabla 6-3 Tabla resumen de resultados obtenidos.

Aunque la reducción en combustible sea proporcional a la reducción de la carga, ni la aportación térmica de cada equipo, ni la temperatura de entrada/salida de cada intercambiador son proporcionales; y, por lo tanto, el tamaño del cada equipo y su Pinch Point serán diferentes.

En la **Tabla 6-4** se muestra la potencia térmica aportada al lado agua/vapor por cada intercambiador según la inyección simulada.

kW	Caso sin Inyección	Inyección 1	Inyección 2	Inyección 3	Inyección 4	Inyección 5
EVA	219878	122405	125835	152704	219876	188455
SH2	258695	237834	203739	186349	258568	177522
SH1	N/A	N/A	31459	N/A	N/A	47114
RH	113567	113567	110349	113567	14527	14527
ECO	153686	85557	87955	106736	153687	131725
TOTAL	745826	559363	559337	559356	646658	559343
% de Carga	100%	75,00%	75,00%	75,00%	86,70%	75,00%

Tabla 6-4 Potencia térmica transferida a cada intercambiador de calor según la inyección de vapor.

En la **Tabla 6-5** se indica las diferencias de temperatura mínimas ($\Delta PP = \text{Pinch Point}$) que existen entre los lados de cada uno de los intercambiadores. Como se ha indicado anteriormente, el ΔPP global de una caldera de carbón está ubicado en el Economizador, a diferencia de las centrales solares que está ubicado en el Evaporador.

ΔPP	Caso sin Inyección	Inyección 1	Inyección 2	Inyección 3	Inyección 4	Inyección 5
EVA	806,9	896,5	889,3	832,7	753,1	756,8
SH2	379,8	372,7	432,7	399,8	254,5	337,5
SH1	N/A	N/A	374,9	N/A	N/A	256,1
RH	172,1	105,6	106,7	155,9	42,67	39,78
ECO	5,192	5,024	5,016	5,043	5,099	5,001

Tabla 6-5 Pinch Point de cada intercambiador de calor según la inyección de vapor.

La **Tabla 6-6** presenta el factor $U \cdot A$ de cada intercambiador. Este producto indica el flujo de calor para un gradiente térmico dado y permite tener una referencia para el dimensionamiento de los intercambiadores.

UA	Caso sin Inyección	Inyección 1	Inyección 2	Inyección 3	Inyección 4	Inyección 5	Inyección 6
EVA	228,4	120,9	124,8	156,2	235,9	201,7	143,7
SH2	510,5	443,8	362,5	361,5	634,9	399,3	312,3
SH1	N/A	N/A	77,8	N/A	N/A	155,8	N/A
RH	652,4	842,2	819,2	615,3	325	330,3	491,2
ECO	3243	2678,5	2648,6	2490,4	2772,2	2412,4	2951,9

Tabla 6-6 $U \cdot A$ de cada intercambiador de calor según la inyección de vapor.

6.2.1 Inyección 1: Inyección a la salida del Evaporador (PT)

Esta inyección aporta 186463 kW, representando un 25% de la potencia térmica de la caldera del caso inicial. El ECO y el EVA reducen su tamaño, 17,4 y 47,1%, respectivamente, ya que disminuyen sus aportaciones térmicas. Como efecto contrapuesto a reducir su área, el ΔPP del EVA aumenta 90°C (+11,1%).

UA	Referencia	Inyección 1	Reducción	ΔPP	Referencia	Inyección 1	Reducción
EVA	228,4	120,9	47,1%	EVA	806,9	896,5	-11,1%
SH	510,5	443,8	13,1%	SH	379,8	372,7	1,9%
RH	652,4	842,2	-29,1%	RH	172,1	105,6	38,6%
ECO	3243	2678,5	17,4%	ECO	5,192	5,024	3,2%

kW	Referencia	Inyección 1	Reducción
EVA	219878	122405	44,3%
SH	258695	237834	8,1%
RH	113567	113567	0,0%
ECO	153686	85557	44,3%
TOTAL	745826	559363	25,0%

Tabla 6-7 Tablas comparativas de la Inyección 1 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.

A la salida del evaporador, la temperatura de saturación del agua es 357,3°C (@180,7 bar), y al mezclarse con la inyección proveniente del campo solar a 370°C, experimenta un aumento de temperatura hasta los 361,4°C. Este salto térmico permite que el sobrecalentador aporte un 8,1% menos de energía, reduciendo el tamaño del equipo con un ΔPP muy similar. El recalentador ha aumentado su tamaño un 29,1%, por lo que su ΔPP ha disminuido 38,6%.

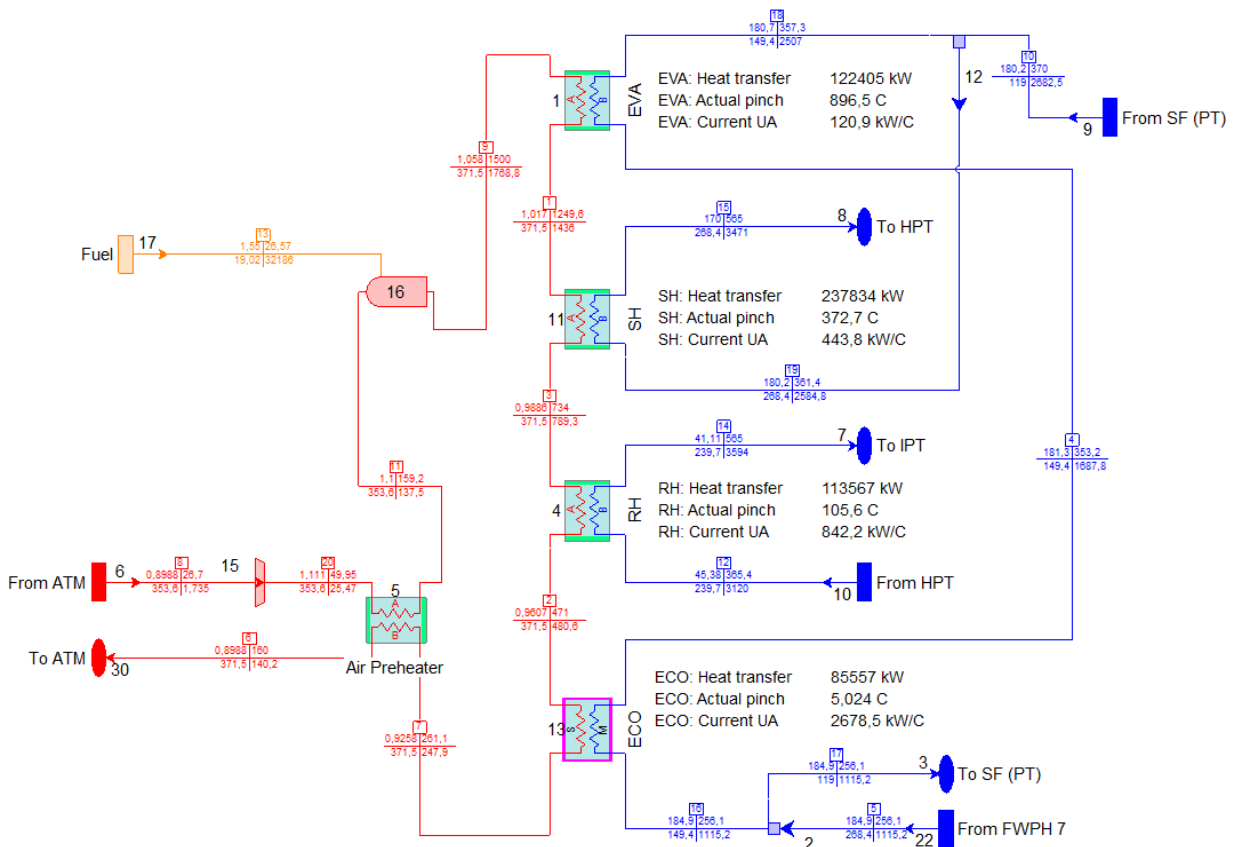


Figura 6-8. Balance de la simulación de la inyección a la salida del evaporador (PT).

La **Figura 6-8** presenta el balance de masa y energía de la parte de la caldera hibridada con vapor proveniente de energía solar de concentración con colector cilindro parabólico. Con el objetivo de aprovechar que una central térmica de carbón utiliza un ciclo de potencia Rankine, se busca realizar las inyecciones de manera que no afecten aguas-abajo a la operación de la turbina (modo: 100% Carga), ni del ciclo agua/vapor. Por tal razón, el agua proveniente del tren de precalentadores se ha simulado como una fuente de agua (**Water Source #22**), la cual está a las mismas condiciones anteriores que en la planta de carbón.

De igual manera, el vapor al salir del sobrecalentador (SH) se encuentra en las mismas condiciones que a la entrada de la turbina en la planta de carbón, por lo que se ha simulado dicho trayecto como un sumidero de vapor (**Water Sink #8**).

Lo mismo sucede con parte del agua de alimentación que es llevada hacia los intercambiadores del campo solar, simulada como un sumidero de agua (**Water Sink #3**). Al retornar el vapor de los correspondientes intercambiadores del campo solar, regresa en ciertas condiciones, las cuales son simuladas como una fuente de agua (**Water Source #9**).

Finalmente, el vapor que entra y sale por el recalentador (RH) se ha simulado como una fuente de agua (**Water Source #10**) y un sumidero de agua (**Water Sink #7**), respectivamente.

La **Figura 6-9** presenta el diagrama temperatura vs energía intercambiada donde se aprecia cómo se va enfriando la corriente de gases producto de la combustión a medida que va transfiriendo su energía hacia el agua de alimentación que se va calentando hasta generar vapor sobrecalentado en el conjunto de los diferentes intercambiadores de calor dentro de la caldera.

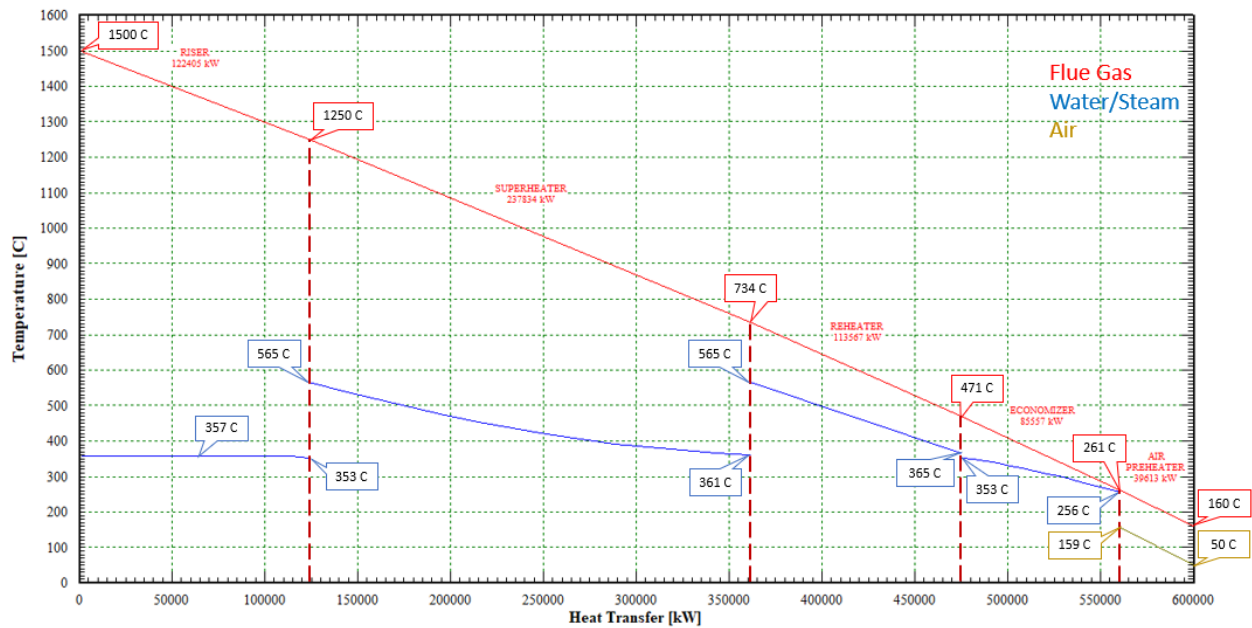


Figura 6-9 Diagrama T-Q de la inyección 1.

Como se ha mencionado anteriormente, se puede apreciar que la inyección de vapor genera un salto de temperatura de $\approx 4^{\circ}\text{C}$, ya que la temperatura a la salida del evaporador es de 357°C , y la temperatura a la entrada del sobrecalentador es de 361°C .

De igual forma, se puede apreciar el salto de temperatura que sufre la corriente del aire primario de combustión de la caldera, que se ve incrementada desde 50°C hasta 159°C , gracias al precalentador de aire que recupera energía de los gases de combustión.

6.2.2 Inyección 2: Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (PT)

El objetivo de esta inyección es aportar la mayor cantidad de energía posible al recalentador, y la energía restante aportarla a la salida de un sobrecalentador intermedio. A diferencia de la inyección 1, el vapor es primero sobrecalentado hasta 370°C por el sobrecalentador 1, para luego mezclarse con el vapor proveniente del campo solar y elevarlo hasta 565°C por medio del sobrecalentador 2. De este modo, no mezclamos corrientes a diferentes temperaturas que enfríen la corriente de vapor proveniente del campo solar, sino que los 13°C de diferencia que hay entre el vapor saturado proveniente del evaporador y el vapor sobrecalentado proveniente del campo solar son elevados por el sobrecalentador 1.

Esta inyección 2 aporta 186 489 kW, un 25% de la potencia térmica de la caldera del caso inicial. Un 0,43% corresponde a la energía aportada hacia la línea de RH, elevando la temperatura de 365,4°C a 370°C; y el restante 24,57% corresponde a la aportación del campo solar a parte del agua de alimentación generando vapor sobrecalentado a 370°C.

UA	Referencia	Inyección 2	Reducción	Δ PP	Referencia	Inyección 2	Reducción
EVA	228,4	124,8	45,4%	EVA	806,9	889,3	-10,2%
SH2	510,5	362,5	29,0%	SH2	379,8	432,7	-13,9%
SH1	N/A	77,8	N/A	SH1	N/A	374,9	N/A
RH	652,4	819,2	-25,6%	RH	172,1	106,7	38,0%
ECO	3243	2648,6	18,3%	ECO	5,192	5,016	3,4%

kW	Referencia	Inyección 2	Reducción
EVA	219878	125835	42,8%
SH2	258695	203739	21,2%
SH1	N/A	31459	N/A
RH	113567	110349	2,8%
ECO	153686	87955	42,8%
TOTAL	745826	559337	25,0%

Tabla 6-8 Tablas comparativas de la Inyección 2 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.

Al comparar los tamaños y Δ PP nuevos, se observa que el EVA ha disminuido su tamaño 45,4%, aumentando su Δ PP unos 82°C (+10,2%). De igual forma, el trabajo del sobrecalentador del caso inicial, se ha dividido en 2 equipos: un sobrecalentador intermedio nuevo (SH1) y otro sobrecalentador más pequeño (SH2) que el sobrecalentador anterior (SH).

Cabe mencionar que el ECO, con respecto a la inyección 1, ha disminuido su tamaño 1,1% manteniendo un Δ PP constante de 5°C. Por el otro lado, el RH ha incrementado su tamaño con respecto a la planta referencia un 25,6%, pero ha reducido su tamaño con respecto a la inyección 1 un 2,7%, lo cual era de esperar gracias a la nueva aportación. Con respecto a su Δ PP, con respecto a la planta de referencia se ha reducido un 38%, y con respecto a la inyección 1, ha variado de 105,6 a 106,7°C por lo que se ha mantenido muy similar.

La **Figura 6-10** presenta el balance de la inyección 2 realizado en Thermoflex. El agua de alimentación proveniente del tren de precalentamiento, simulado como una fuente de agua (**Water Source #22**), se divide en 2, una parte que va hacia el evaporador, y otra que va hacia el intercambiador del campo solar (**Water Sink #3**). El vapor generado gracias al campo solar es introducido en el ciclo a través de una fuente de agua (**Water Source #9**), para luego combinarse con el vapor sobrecalentado por el SH1 y seguir su camino de sobrecalentamiento hacia la turbina de vapor.

De igual forma, el vapor proveniente de la turbina de alta presión es simulado como una fuente de agua (**Water Source #14**), siendo calentado en su totalidad (239,7kg/s) por el campo solar (**Water Sink #21**) y regresa a la máxima temperatura posible de 370°C a través de una fuente de agua (**Water Source #10**) para luego ser recalentado y regresar a la turbina de media presión (**Water Sink #7**).

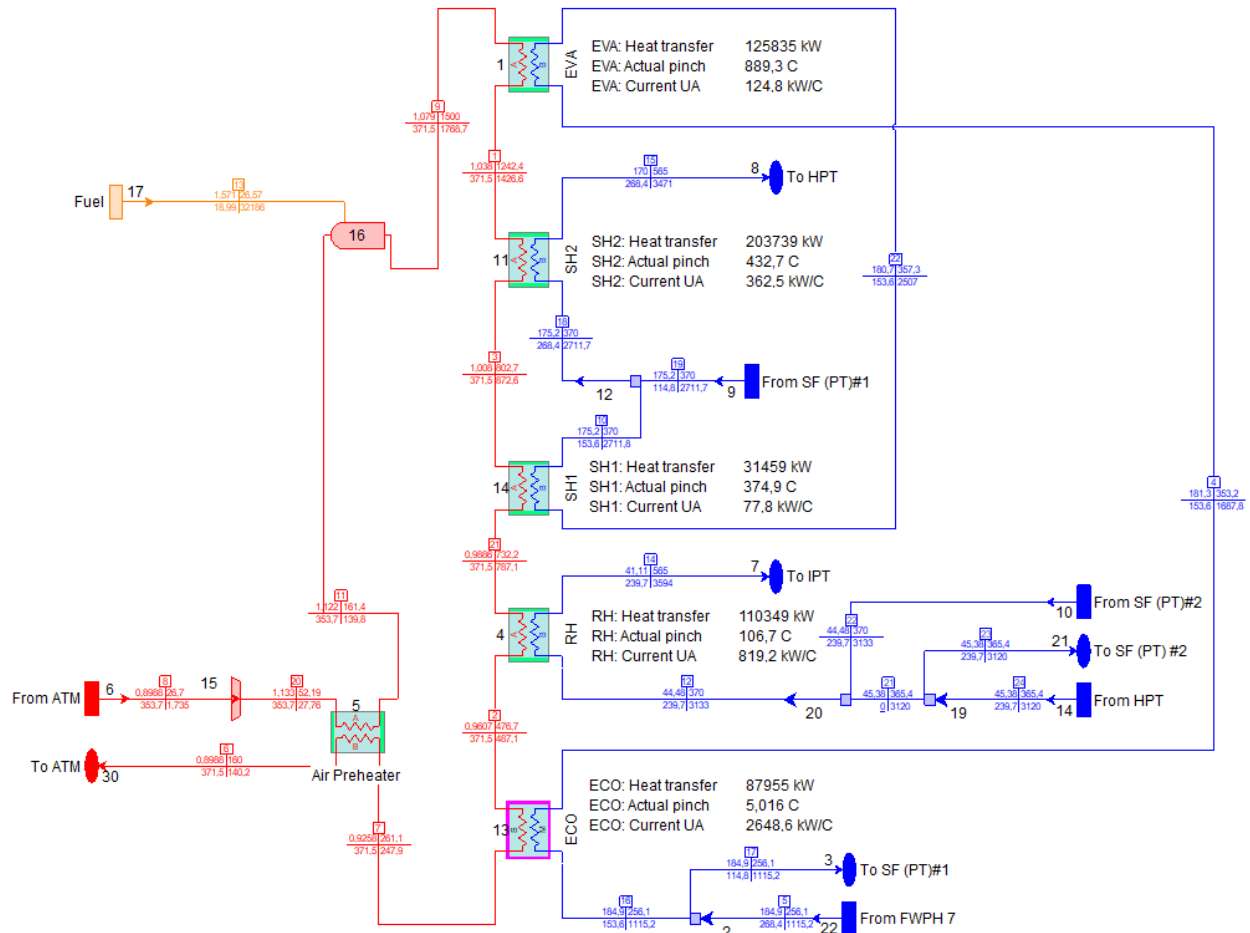


Figura 6-10 Balance de la simulación de las inyecciones en el recalentador y entre los sobrecalentadores (PT). Finalmente, la **Figura 6-11** ilustra el diagrama T-Q que representa el comportamiento de las corrientes de los fluidos involucrados en el intercambio de calor dentro de la caldera.

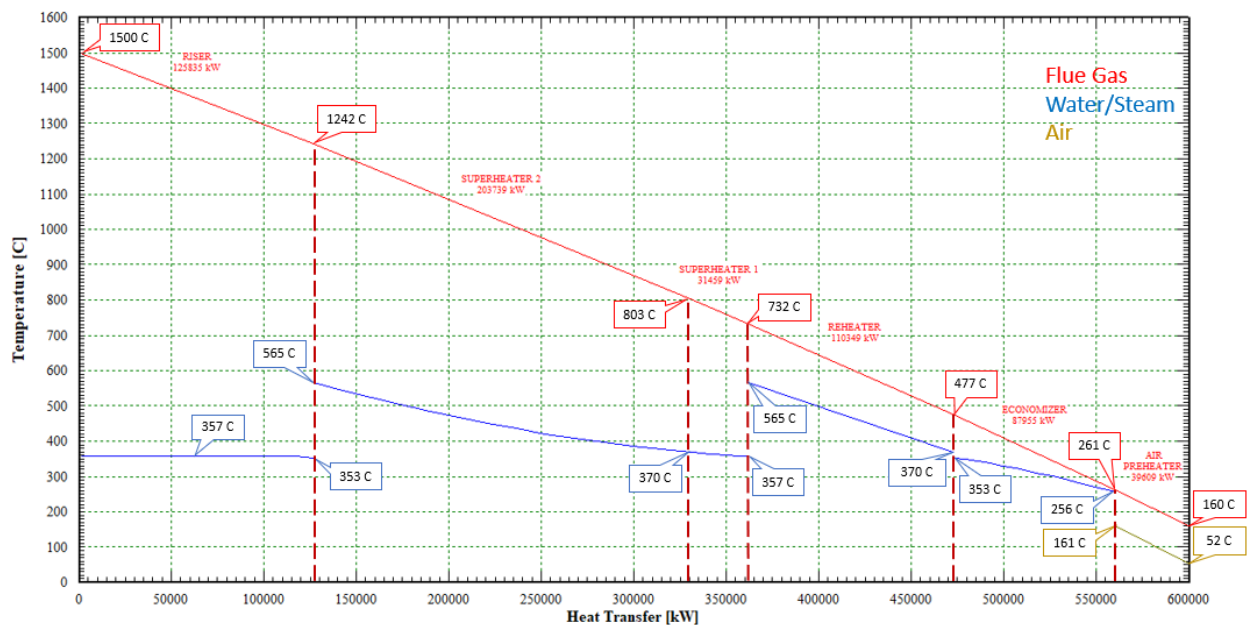


Figura 6-11 Diagrama T-Q de la inyección 2.

6.2.3 Inyección 3: Inyección a la salida del Evaporador (CT)

Esta inyección es similar a la inyección 1, pero con la energía proveniente de la central térmica de torre central, alcanzando mayores temperaturas. Esta inyección aporta una potencia térmica de 559356 kW, lo que representa 25% de la potencia que aportaba la caldera de carbón en el caso inicial.

Con respecto al caso inicial, logramos reducir el tamaño de todos los intercambiadores de calor. Principalmente, porque se ha reducido hasta 30,6% la aportación térmica de los equipos, en el caso del evaporador. Con respecto al economizador, se reduce 30,5% y al sobrecalentador se reduce 28%. Por último, el recalentador no percibe cambio en su aportación térmica.

El evaporador es el que mayormente reduce su tamaño un 31,6%, seguido del sobrecalentador un 29,2%, luego el economizador un 23,3% y, por último, el recalentador que se reduce 5,7%.

Como efecto contrapuesto, el evaporador y el sobrecalentador aumentan su ΔPP 25°C y 20°C, es decir 3,2% y 5,3% respectivamente. El recalentador disminuye su ΔPP 16°C, y el economizador se mantiene con un ΔPP similar de ~5°C.

La **Tabla 6-9** presenta una comparación con el caso ideal y un porcentaje indicativo de la reducción/aumento de tres parámetros analizados.

UA	Referencia	Inyección 3	Reducción	ΔPP	Referencia	Inyección 3	Reducción
EVA	228,4	156,2	31,6%	EVA	806,9	832,7	-3,2%
SH	510,5	361,5	29,2%	SH	379,8	399,8	-5,3%
RH	652,4	615,3	5,7%	RH	172,1	155,9	9,4%
ECO	3243	2490,4	23,2%	ECO	5,192	5,043	2,9%

kW	Referencia	Inyección 3	Reducción
EVA	219878	152704	30,6%
SH	258695	186349	28,0%
RH	113567	113567	0,0%
ECO	153686	106736	30,5%
TOTAL	745826	559356	25,0%

Tabla 6-9 Tablas comparativas de la Inyección 3 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.

La **Figura 6-12** presenta el esquema del balance de masa y de energía realizado en Thermoflex para analizar cómo influye la inyección de 82 kg/s de vapor a 540°C y 180 bar a la salida del evaporador. La mezcla con la corriente de vapor proveniente del evaporador hace que se eleve su temperatura desde 357°C hasta 382°C. Este salto permite que el sobrecalentador deba aportar menos energía a la corriente de vapor para lograr elevarla hasta las condiciones de turbina.

El recalentador no varía su aportación térmica ya que el vapor entra y sale a las mismas condiciones que en el caso inicial. En cambio, el lado de los gases de combustión entra más caliente y sale más frío que en el caso inicial, por lo que el pinch point se ve reducido 9,4%.

Seguidamente, se presenta la **Figura 6-13** que ilustra el comportamiento de los gases de combustión, del agua/vapor del ciclo y del precalentador de aire. Este último, permite recuperar parte de la energía restante que poseen los gases de combustión y utilizarla para precalentar el aire que alimenta el quemador, el cual es elevado desde 50°C hasta 159°C.

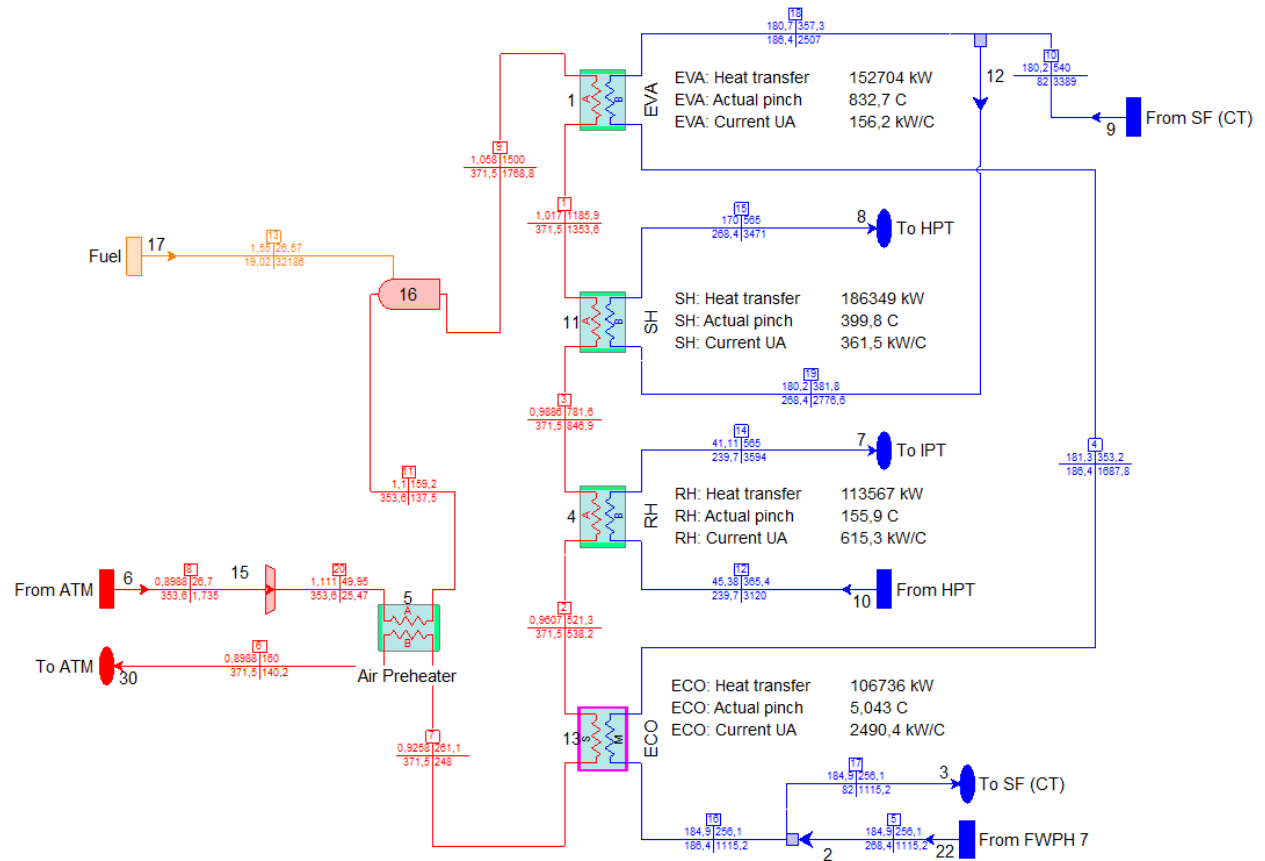


Figura 6-12 Balance de la simulación de la inyección a la salida del evaporador (CT).

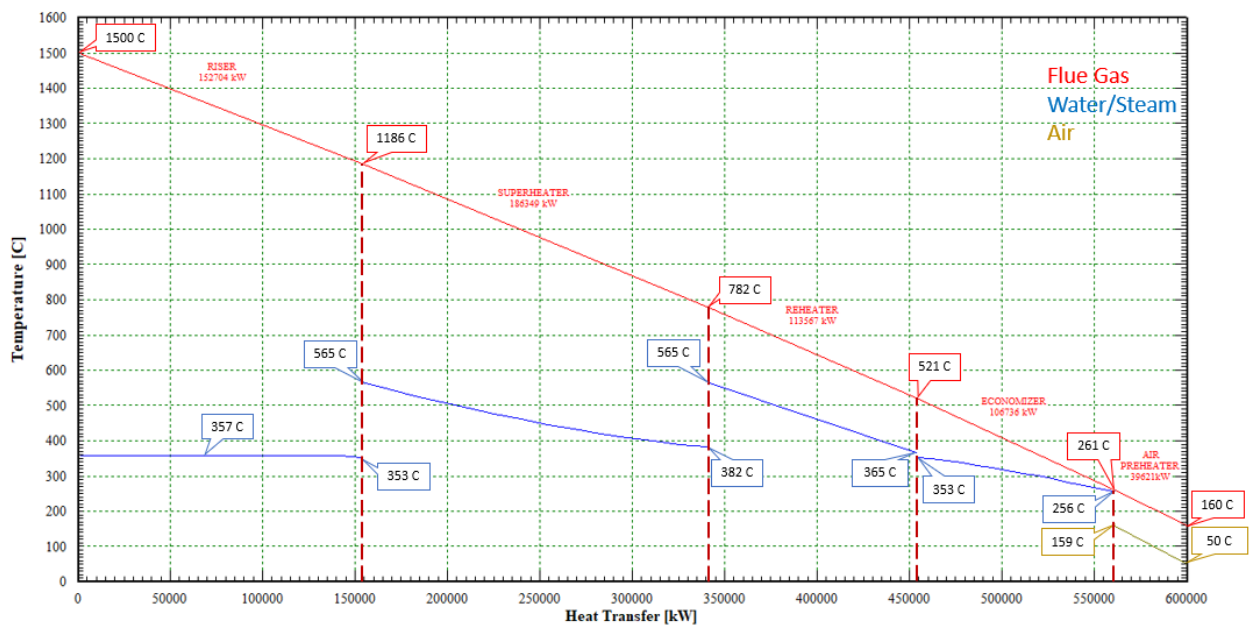


Figura 6-13 Diagrama T-Q de la inyección 3.

6.2.4 Inyección 4: Inyección en el Recalentador (CT)

Esta inyección procura aportar la máxima energía posible proveniente del campo solar. Aunque el campo solar esta dimensionado para aportar el 25% de potencia térmica de la caldera de carbón, el recalentador no puede recibir toda esa energía; inclusive calentando todo el caudal de vapor saturado proveniente de la turbina, solo puede aprovechar 99040 kW. Por lo que, la aportación del campo solar de torre central es menor, un 13,3% de potencia térmica inicial.

La inyección 4 permite que se recaliente en su totalidad los 239,7 kg/s de vapor saturado desde 365,4°C hasta 540°C. Por lo que el recalentador, solo debe dar una aportación final de 14527 kW para llevar el vapor hasta 565°C. Esto permite reducir el tamaño del recalentador 50,2% y reducir el ΔPP 130°C, es decir 75,2%.

Aunque parezca que esta inyección solo incide directamente sobre el recalentador, se provocan cambios en sus temperaturas de entrada y de salida de gases, influyendo así en el diseño y comportamiento de los demás equipos. Por tal razón, se puede apreciar un aumento en el tamaño del evaporador y del sobrecalentador del 3,3% y 24,4%, respectivamente. Al aumentar sus tamaños, se reducen sus ΔPP 54°C y 125°C, es decir 6,7% y 33%, respectivamente. Finalmente, el economizador reduce su tamaño 14,5% manteniendo un pinch point de ~5°C.

UA	Referencia	Inyección 4	Reducción	ΔPP	Referencia	Inyección 4	Reducción
EVA	228,4	235,9	-3,3%	EVA	806,9	753,1	6,7%
SH	510,5	634,9	-24,4%	SH	379,8	254,5	33,0%
RH	652,4	325	50,2%	RH	172,1	42,67	75,2%
ECO	3243	2772,2	14,5%	ECO	5,192	5,099	1,8%

kW	Referencia	Inyección 4	Reducción
EVA	219878	219876	0,0%
SH	258695	258568	0,0%
RH	113567	14527	87,2%
ECO	153686	153687	0,0%
TOTAL	745826	646658	13,3%

Tabla 6-10 Tablas comparativas de la Inyección 4 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.

La siguiente **Figura 6-14** presenta el balance de masa y energía realizado en Thermoflex para simular el comportamiento de todos los equipos de la caldera de carbón al calentar externamente vapor saturado hasta 540°C para luego con la caldera dar el salto final hasta 565°C.

La fuente de agua (**Water Source #2**) representa la entrada de vapor saturado en la caldera proveniente de la turbina. El sumidero (**Water Sink #9**) representa la entrada hacia el intercambiador del campo solar para luego regresar en las condiciones indicadas a través de una fuente de agua (**Water Source #10**).

Por otro lado, la **Figura 6-15** representa el diagrama T-Q, el cual indica el comportamiento de los intercambiadores de calor debido a la influencia de la inyección 4. En la misma se puede apreciar que el área bajo la curva del recalentador es menor si la comparamos con las demás áreas. Esta representa la aportación de cada uno de los intercambiadores hacia el agua/vapor.

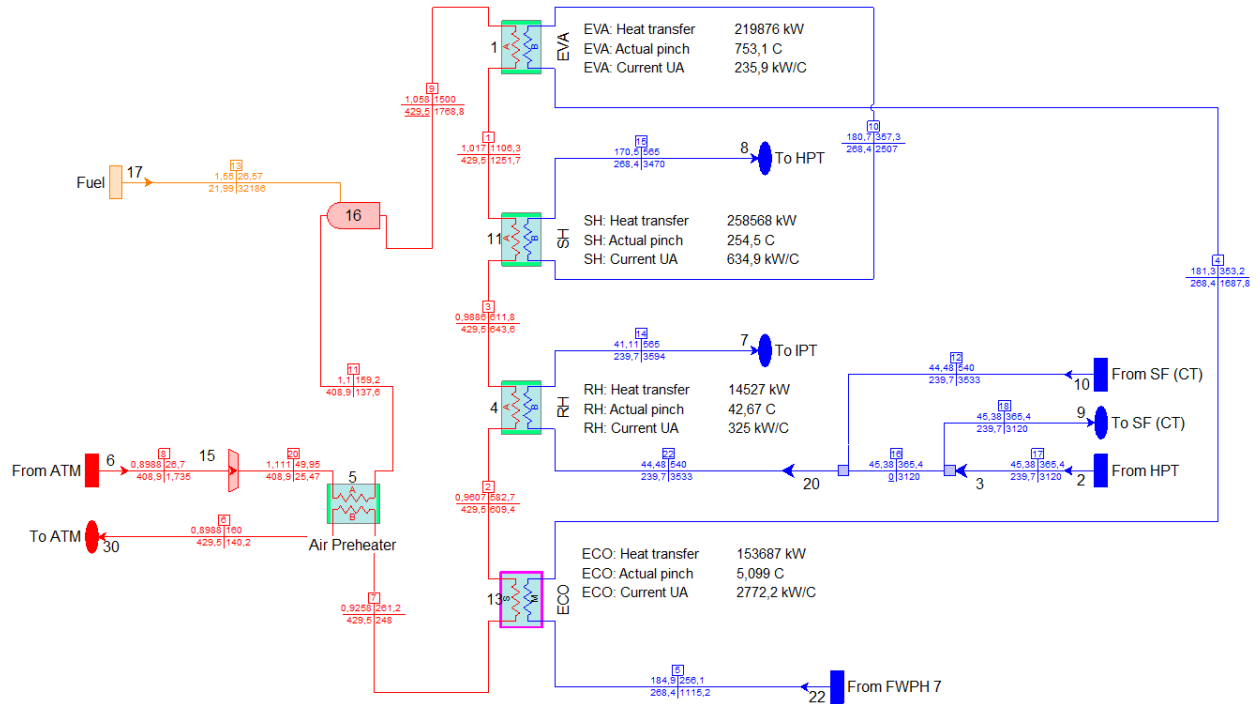


Figura 6-14 Balance de la simulación de la inyección a la entrada del recalentador (CT).

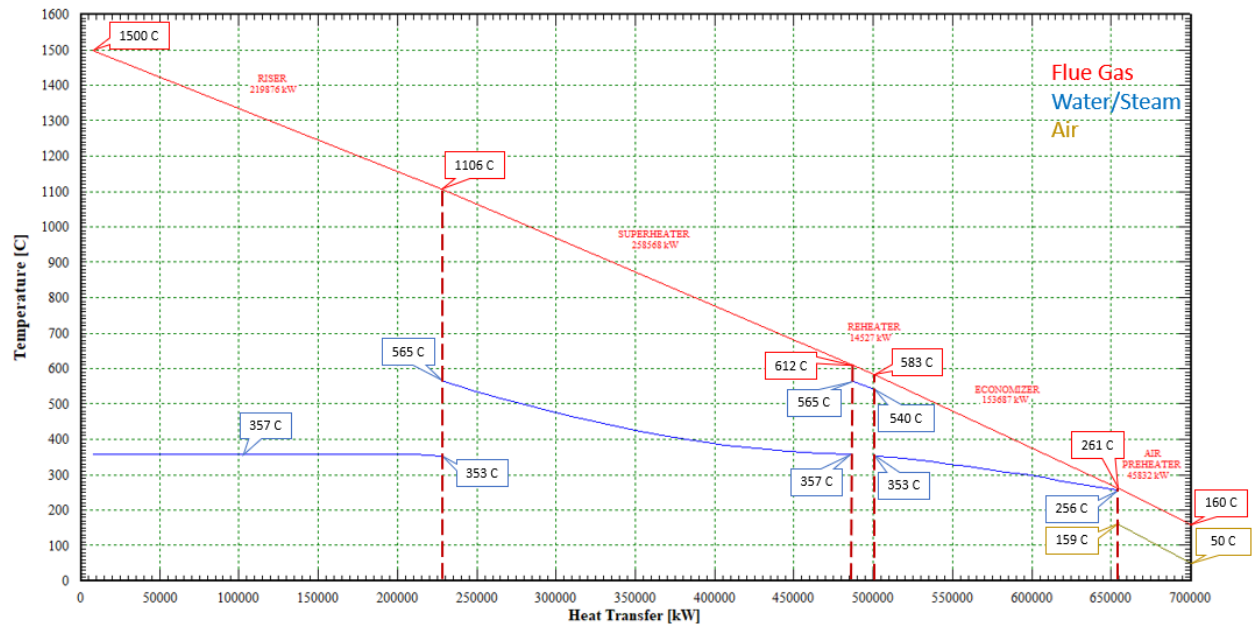


Figura 6-15 Diagrama T-Q de la inyección 4.

6.2.5 Inyección 5: Inyección en el Recalentador e Inyección entre el Sobrecalentador 1 y 2 (CT)

La inyección 5 busca implementar varias de las inyecciones realizadas anteriormente. Primeramente, se asemeja a la inyección 4 ya que se busca aportar la máxima energía posible al recalentador. De igual forma se asemeja a la inyección 2 que incluye un intercambiador intermedio para sobrecalentar el vapor hasta 370°C y luego mezclarse con la corriente de vapor que proviene del campo solar. Finalmente, esta corriente pasa por un segundo sobrecalentador generando vapor a 565°C y 170 bar.

Mantenemos la misma premisa de aportar un 25% de la potencia de la caldera de carbón del caso inicial. Por lo que, se aportan 99040 kW, es decir un 13,3% y el 11,7% restante se inyecta a la salida del sobrecalentador 1, es decir 87443 kW.

UA	Referencia	Inyección 5	Reducción	Δ PP	Referencia	Inyección 5	Reducción
EVA	228,4	201,7	11,7%	EVA	806,9	756,8	6,2%
SH2	510,5	399,3	21,8%	SH2	379,8	337,5	11,1%
SH1	N/A	155,8	N/A	SH1	N/A	256,1	N/A
RH	652,4	330,3	49,4%	RH	172,1	39,78	76,9%
ECO	3243	2412,4	25,6%	ECO	5,192	5,001	3,7%

kW	Referencia	Inyección 5	Reducción
EVA	219878	188455	14,3%
SH2	258695	177522	31,4%
SH1	N/A	47114	N/A
RH	113567	14527	87,2%
ECO	153686	131725	14,3%
TOTAL	745826	559343	25,0%

Tabla 6-11 Tablas comparativas de la Inyección 5 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.

Cómo se puede apreciar, esta inyección afecta sustancialmente el diseño y comportamiento de los demás intercambiadores por lo que todos varían su tamaño y pinch points debido al cambio de temperaturas a la entrada y salida de cada equipo.

La aportación térmica de todos los equipos se ve reducida. Desde el recalentador que ve reducida su aportación térmica 87,2% hasta el evaporador y el economizador que ambos reducen su aportación 14,3%. La potencia térmica de sobrecalentador del caso inicial pareciera ser mayor a que si sumamos las potencias térmicas por separado del sobrecalentador 1 y sobrecalentador 2: 258695 kW > 224636 kW, por lo que se podría decir que también se reduce la aportación térmica en los sobrecalentadores.

Al reducir la potencia térmica de cada intercambiador, el área de todos los equipos también se puede ver reducida. El recalentador es el que mayor reducción de tamaño percibe siendo esta hasta la mitad, un 49,4%. Seguido del economizador que reduce su tamaño un cuarto, 25,6%. De igual forma el evaporador se reduce 11,7%. En el caso del sobrecalentador, es más complejo ver si ha habido una reducción total ya que, aunque el sobrecalentador 2 percibe una reducción del 21,8%, se debe tomar en cuenta que se ha incorporado un equipo nuevo que transfiere parte de la potencia que antes solo transfería el sobrecalentador inicial.

De igual manera, los Δ PP se ven mejorados en todos los equipos. Es en el recalentador donde se ve la mayor reducción, 132°C, es decir 76,9%. De igual forma, el evaporador se reduce 50°C, es decir 6,2%. El economizador mantiene aproximadamente su Δ PP de 5°C.

Seguidamente, la **Figura 6-16** ilustra el balance de masa y energía en los intercambiadores de calor involucrados en la inyección 5. El agua de alimentación sale de la caldera hacia el intercambiador con el campo solar a través de un sumidero de agua (**Water Sink #3**) y regresa hacia la caldera a través de una fuente de agua (**Water Source #9**). De igual manera sucede en el recalentador donde el vapor saturado sale hacia el campo solar a través de un sumidero (**Water Sink #19**) y regresa a través de una fuente de agua (**Water Source #10**).

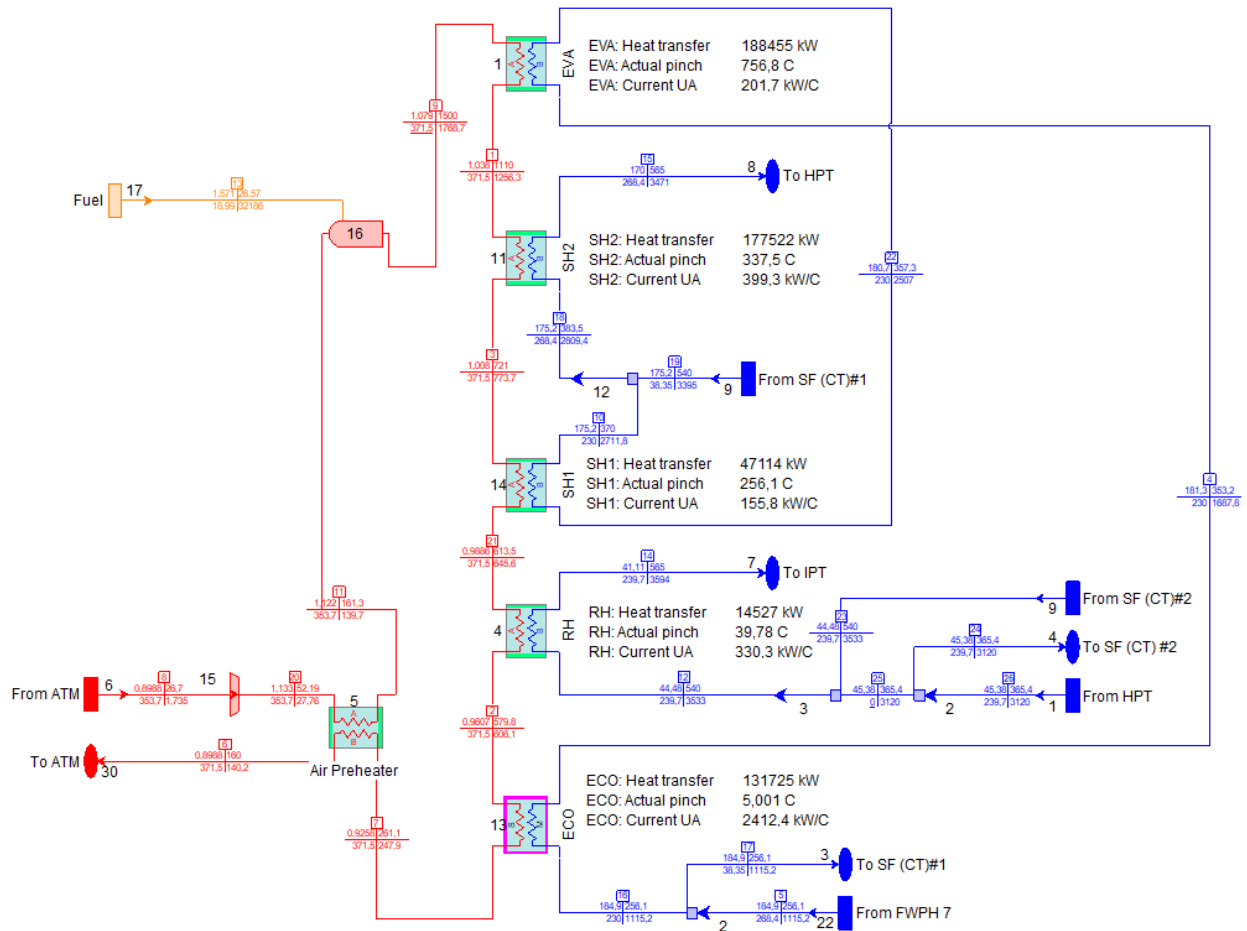


Figura 6-16 Balance de la simulación de la inyección entre los sobrecalentadores y, en el recalentador (CT).

El diagrama de temperatura vs energía intercambiada se presenta en la Figura 6-17. Entre la entrada del sobrecalentador 2 y la salida del sobrecalentador 1 hay una diferencia de 14°C (384°C vs 370°C). Este salto térmico lo aporta la mezcla de vapor proveniente del campo solar con el vapor proveniente del sobrecalentador 1.

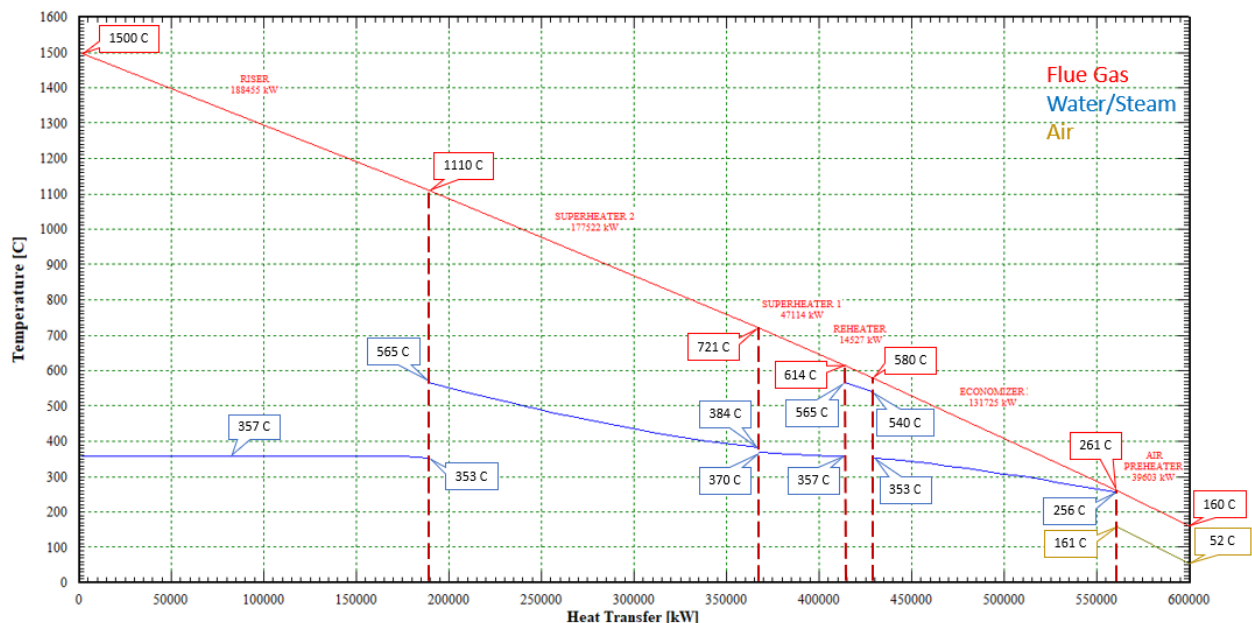


Figura 6-17 Diagrama T-Q de la inyección 5.

6.2.6 Caso Adicional: Inyección en la salida del Evaporador con cierre de la primera y segunda extracción de la turbina (CT).

Este es un caso añadido en el que, para comparar cómo serían los intercambiadores con una inyección a la salida del evaporador cerrando los precalentadores de alta presión, es necesario tener una referencia en las mismas condiciones. Por tal razón, se realiza una nueva simulación para comprender cómo es el comportamiento de la planta de referencia (caso inicial) en condiciones fuera de diseño.

El agua sale de la bomba de alimentación a una presión de 184,5 bar y 191°C, pasa por una válvula (**Valve #2**) que representa los bypasses de los precalentadores de alta presión, entrando en el economizador (**ECO**) para ser calentada hasta 338°C. Luego entra en el evaporador (**EVA**) y sale vapor saturado a 178,8 bar y 356,4°C. Finalmente, entra en el sobrecalentador (**SH**) para elevar su temperatura hasta 565°C. Por otro lado, está el recalentador (**RH**) que toma el vapor saturado proveniente del cuerpo de alta presión de la turbina y lo recalienta hasta 566°C para luego ser enviado hacia el cuerpo de media presión.

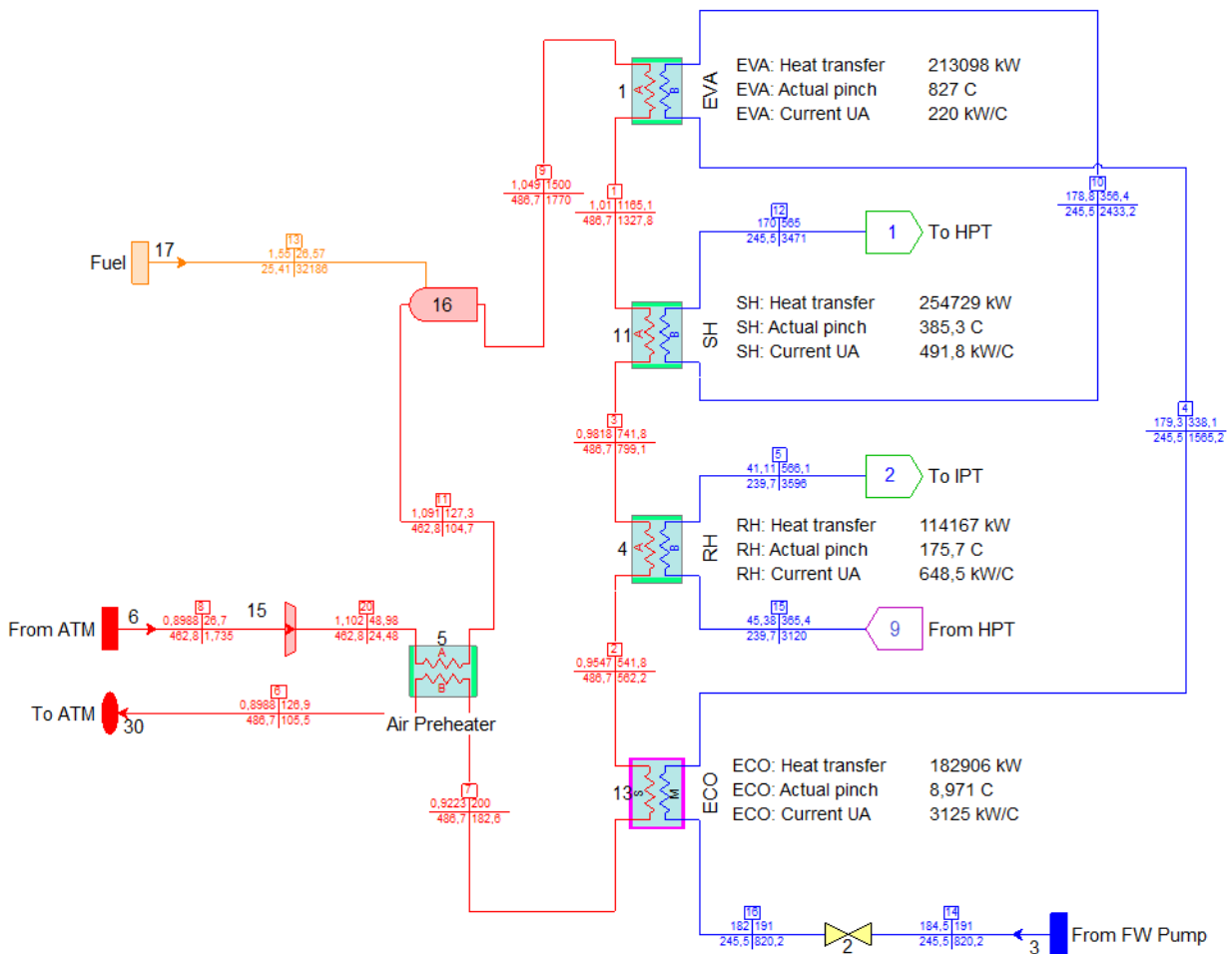


Figura 6-18. Simulación del caso inicial en condiciones fuera de diseño.

En la **Figura 6-18**, se presenta el balance de masa y energía del caso inicial en condiciones diferentes a las de diseño. En este momento, el equipo ya ha sido dimensionado y se muestra cómo se comporta en las nuevas condiciones.

En el caso inicial, el consumo de combustible era de 25,36 kg/s. En las nuevas condiciones fuera de diseño, el consumo es de 25,41 kg/s, por lo que ha habido un aumento del 0,2%. De igual forma, la cantidad de energía transferida al vapor en el caso fuera de condiciones es de 764900 kW, es decir un aumento del 2,6% con respecto al caso inicial (745826 kW).

Realizada la simulación del caso inicial en condiciones fuera de diseño, se prosigue con la simulación del caso adicional para así comparar ambos resultados. La **Figura 6-19** presenta el balance de la simulación de dicho caso.

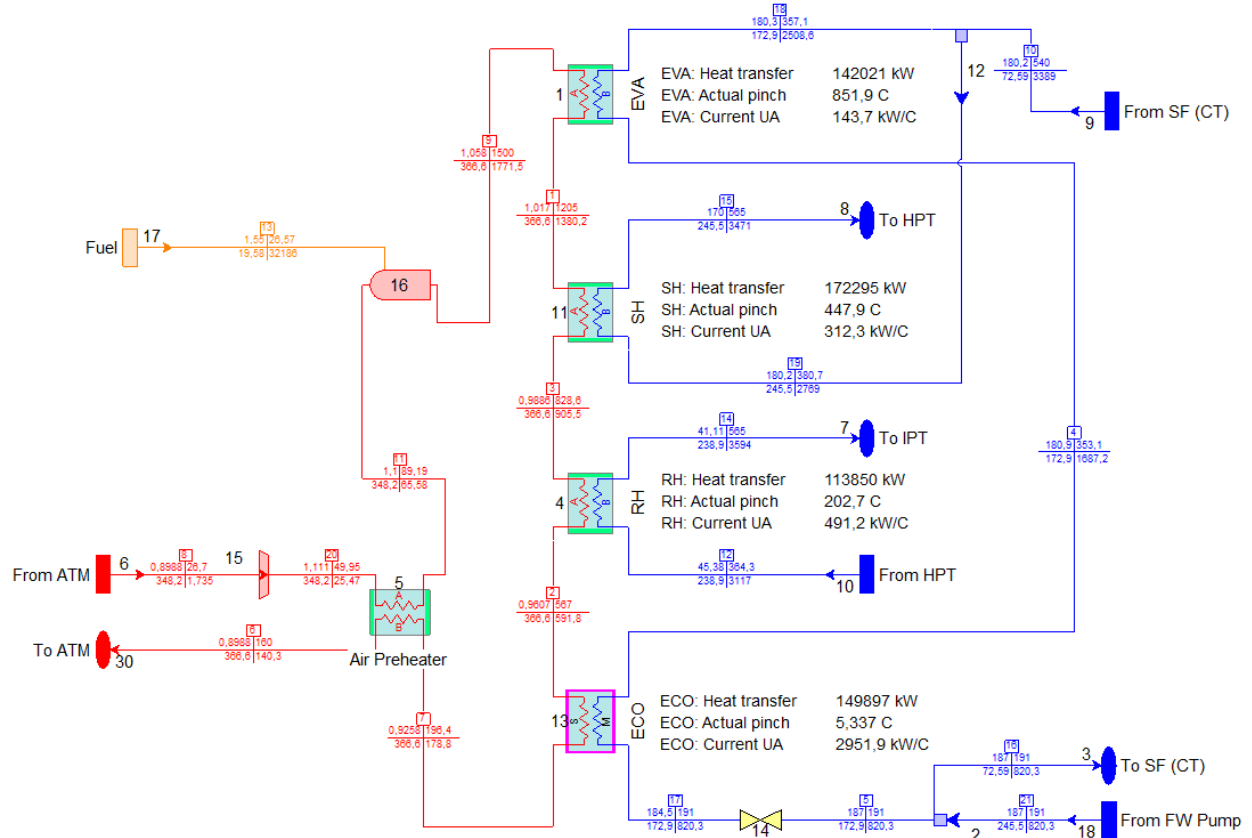


Figura 6-19 Balance de la simulación de la inyección a la salida del evaporador cerrando extracciones 1 y 2 de la turbina de alta presión (CT).

En la **Figura 6-19** se observa que se envían 72,59 kg/s de agua a 191°C hacia un sumidero (**Water Sink #3**) que representa la salida hacia el intercambio con el campo solar, y que regresan a 540°C a través de una fuente de agua (**Water Source #9**) para ser inyectados a la salida del evaporador.

Este caso tiene un consumo de combustible de 19,58 kg/s, por lo que hay una reducción de consumo del 22,9% con respecto al caso inicial fuera de condiciones. También se puede apreciar el salto térmico desde 357,1°C hasta 380,7°C, unos 23,6°C de diferencia que se logran gracias a la mezcla del vapor saturado del evaporador con el vapor sobrecalentado que proviene del campo solar.

A continuación, en la **Tabla 6-12** se presenta una comparación de algunos parámetros de interés.

UA	Referencia	Inyección 6	Reducción	ΔPP	Referencia	Inyección 6	Reducción
EVA	220	143,7	34,7%	EVA	827	851,9	-3,0%
SH	491,8	312,3	36,5%	SH	385,3	447,9	-16,2%
RH	648,5	491,2	24,3%	RH	175,7	202,7	-15,4%
ECO	3125	2951,9	5,5%	ECO	8,971	5,337	40,5%

kW	Referencia	Inyección 6	Reducción
EVA	213098	142021	33,4%
SH	254729	172295	32,4%
RH	114167	113850	0,3%
ECO	182906	149897	18,0%
TOTAL	764900	578063	24,4%

Tabla 6-12 Tablas comparativas de la Inyección 6 con respecto al caso inicial de la planta de carbón.

Según la tabla anterior, se puede apreciar que con la inyección se reduce, en conjunto, desde una potencia térmica de 764900 kW a 578063 kW, es decir que se reduce 24,4%. De igual forma cada intercambiador también presenta una reducción en su potencia térmica hasta 33,4% en el evaporador (**EVA**), 32,4% en el sobrecalentador (**SH**) y 18% en el economizador (**ECO**). El recalentador (**RH**) no presentó una variación significativa.

Al reducir potencia, todas las áreas de los intercambiadores se han reducido desde 36,5% en el sobrecalentador (**SH**), 34,7% en el evaporador (**EVA**), 24,5% en el recalentador (**RH**) hasta 5,5% en el economizador (**ECO**).

Excepto por el economizador que se redujo su ΔPP de 8,97°C a 5,33°C, los demás equipos percibieron un aumento en su ΔPP de hasta 62°C en el sobrecalentador, 27°C en el recalentador y 25°C en el evaporador.

En las siguientes, **Figura 6-20** y **Figura 6-21**, se presentan los diagramas temperatura vs energía térmica intercambiada según sea el caso, donde se aprecian los intercambios en todos los equipos y cómo varían las temperaturas de entrada y salida en cada uno. De las figuras se puede apreciar directamente la reducción en potencia total y por equipo.

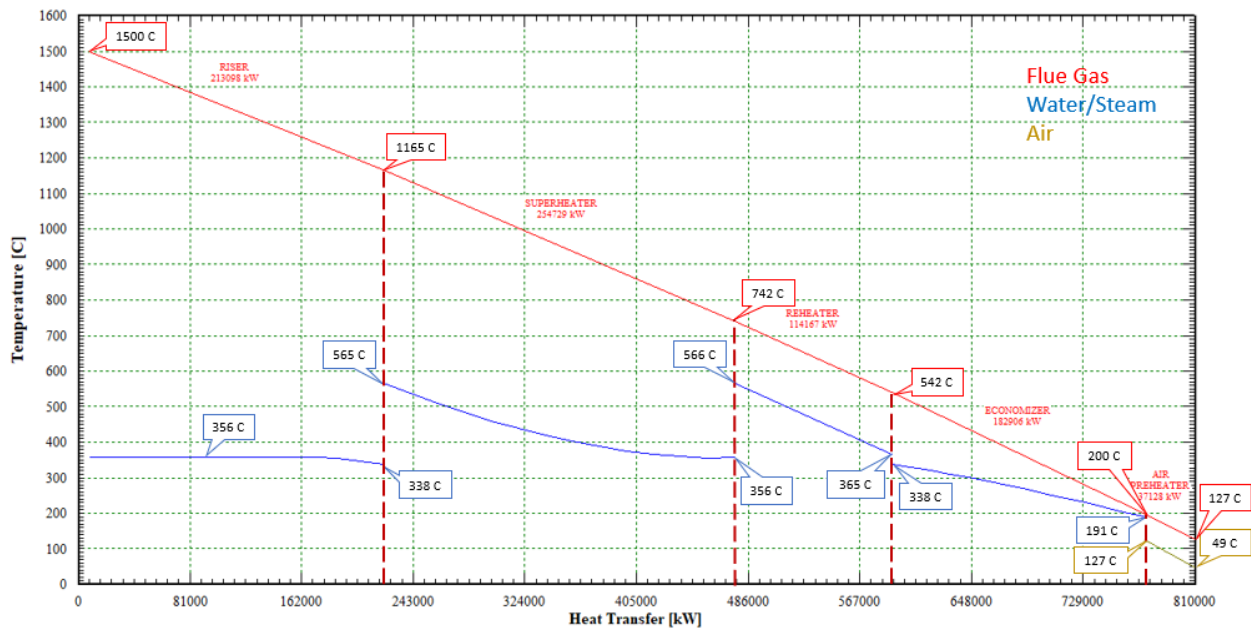


Figura 6-20. Diagrama T-Q del caso inicial en condiciones fuera de diseño.

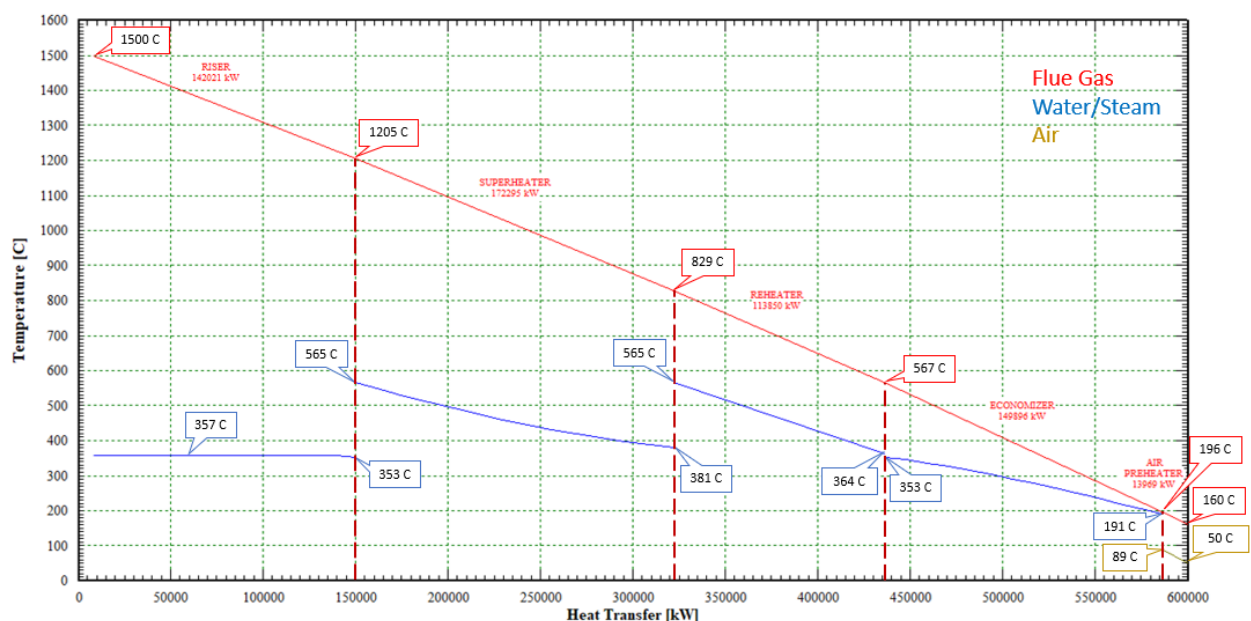


Figura 6-21 Diagrama T-Q de la inyección del caso adicional.

6.3 Valoración Global

La central térmica genera 350 006 kW de potencia bruta en bornes del alternador; y la composición del combustible de la planta de referencia indica que, por cada kg de combustible, hay 0,816 kg de carbón. De igual forma, se asume que por cada mol de carbón quemado se genera un mol de CO₂. Es decir, que, por cada kg de carbón, se producen 3,66 kg de CO₂. Por lo tanto, por cada kg de combustible, se producen 2,99 kg de CO₂.

Con los datos anteriores, en la **Tabla 6-13**, se presenta el cálculo del consumo de combustible por GJ y kWh producido; y la cantidad de CO₂ emitido por kWh producido. También se incluye el consumo de combustible para cada caso estudiado.

	Caso / Inyección	Consumo de Combustible [ton/h]	Consumo de combustible por GJ [kg fuel/GJ]	Consumo de combustible por kWh [kg fuel/kWh]	Emisión de CO ₂ por kWh [kg CO ₂ /kWh]
Planta de Carbón	Caso Inicial	100,64	72,46	0,261	0,780
PT	1. Salida del EVA	75,48	54,34	0,196	0,585
	2. RH y entre SH1 y SH2	75,36	54,26	0,195	0,584
CT	3. Salida del EVA	75,48	54,34	0,196	0,585
	4. RH	87,26	62,83	0,226	0,676
	5. RH y entre SH1 y SH2	75,36	54,26	0,195	0,584

Tabla 6-13 Tabla resumen del consumo de combustible y emisión de CO₂ por kWh.

Por otro lado, si se asume que la planta de Jerada funciona a plena potencia, pero sólo al 65% del tiempo, se puede estimar el consumo anual de carbón y las emisiones anuales de CO₂. También se puede apreciar el coste anual por el consumo y por la emisión de CO₂, a precio de septiembre 2021, presentado en la **sección 2.2.4 Situación Actual en España**.

	Caso / Inyección	Consumo Anual de Combustible [ton/año]	Emisiones Anuales de CO ₂ [ton/año]	Coste Anual de Combustible [US\$/año]	Coste Anual por Emisión de CO ₂ [EUR€/año]
Planta de Carbón	Caso Inicial	573025	1713352	119017233	107255826
PT	1. Salida del EVA	429769	1285014	89262925	80441870
	2. RH y entre SH1 y SH2	429091	1282987	89122131	80314990
CT	3. Salida del EVA	429769	1285014	89262925	80441870
	4. RH	496878	1485671	103201457	93002982
	5. RH y entre SH1 y SH2	429091	1282987	89122131	80314990

Tabla 6-14 Tabla resumen del consumo anual de combustible y del coste anual por emisión de CO₂.

Se puede observar que, solo en combustible y en emisiones de CO₂, una planta de carbón convencional puede estar pagando más de 211 millones de euros anualmente. Por el contrario, al realizar una hibridación con una planta de concentración solar, estaría reduciendo su gasto a 159 millones de euros, unos 53 millones de euros de diferencia.

En conclusión, se observa que realizar una hibridación posee un gran potencial de descarbonización ya que las emisiones de CO₂ de una central convencional de carbón se reducirían más de 428 mil toneladas de CO₂ al año.

A continuación, se presenta una valoración general de las inyecciones analizadas según el tipo de planta hibridada con la que se ha simulado.

6.3.1 Inyecciones con la planta PT (Cilindro Parabólica)

Con respecto al caso inicial, **la inyección 1** nos permite obtener grandes reducciones en los tamaños de los equipos, como 47,1% menos del Evaporador, 13,1% menos del sobrecalentador y 17,4% menos del economizador. Por el contrario, tendríamos un recalentador 29,1% más grande que en el caso inicial.

De igual forma, **la inyección 2** permite tener equipos más pequeños con respecto al caso inicial como, por ejemplo, 45,4% menos el evaporador, 29% el recalentador y 18,3% menos el economizador. Pero esta inyección lleva a tener un recalentador 25,6% más grande.

Evaluando entre ambas, **la inyección 2** posee un economizador 1,1% más pequeño que **la inyección 1**, un recalentador 2,7% más pequeño, pero posee un evaporador 3,2% más grande. Con respecto a los sobrecalentadores, la inyección 1 posee uno de 237834 kW, en cambio la inyección 2 utiliza dos intercambiadores, uno de 203739 kW y otro de 31459 kW. La suma de ambas potencias térmicas es menor que la del sobrecalentador de la inyección 1, por lo que serán equipos de menores áreas ($237834 \text{ kW} > 235198 \text{ kW}$). Para escoger una inyección sobre otra, sería necesario evaluar su coste final, incluyendo los equipos.

Implementar una hibridación considerando la inyección 1 implicaría crear una caldera totalmente nueva con 4 equipos diferentes (ECO, EVA, SH y RH) además del precalentador de aire primario. De igual forma, implicaría agregar tuberías, válvulas, accesorios y equipos como mezcladores y divisores. En cambio, implementar una hibridación considerando la inyección 2 implicaría todo lo anterior, además de incluir un equipo nuevo, el sobrecalentador intermedio. Ambas hibridaciones implicarían materiales de construcción menos costosos que en una planta de Torre Central.

6.3.2 Inyecciones con la planta CT (Torre Central)

Comparando entre la **inyección 3** y la **inyección 4**, la inyección 4 posee equipos considerablemente más grandes que la inyección 3, comenzando por el sobrecalentador 75,6% más grande, el evaporador 51% más grande y el economizador 11,3% más grande. Por el contrario, la inyección 4, dado que se focaliza en este equipo, posee un recalentador 47,2% más pequeño.

Con respecto a la potencia térmica intercambiada en los intercambiadores de la caldera en las **inyecciones 3 y 4**, sucede similar. El evaporador y el economizador de la inyección 4 intercambian, ambos, un 44% más de potencia térmica que la inyección 3, y el sobrecalentador un 38,8%. Por el contrario, la potencia térmica del recalentador de la inyección 4 se ve reducida 87,2% con respecto a la inyección 3.

La inyección 5 no solo influye sobre el recalentador sino también sobre los otros equipos. Al comparar la **inyección 4** con la **inyección 5**, se observa que la inyección 5 posee un evaporador 4,5% más pequeño, un economizador 13% más pequeño y un recalentador de similar tamaño, pero la inyección 5 un sobrecalentador adicional.

La potencia térmica de los intercambiadores de la **inyección 5**, con respecto a la **inyección 4**, es menor. La potencia térmica del evaporador y del economizador es, ambos, 14,3% menor que la de los intercambiadores de la inyección 4. En cuanto al sobrecalentador, la inyección 4 transfiere una potencia de 258568 kW y la inyección 5 posee 2 sobrecalentadores, uno de 177522 kW y otro de 47114 kW, y al sumar ambas potencias el resultado es menor que el de la inyección 4 ($258568 \text{ kW} > 239163 \text{ kW}$), por lo que la inyección 5 también presenta una reducción con respecto a la potencia transferida.

La inyección 5 y la **inyección 3** son inyecciones diferentes que nos permitirían obtener beneficios en ambas. La inyección 3, con respecto a la inyección 5, posee un EVA 22,6% más pequeño, pero un ECO 3,2% más grande. Por el otro lado, la inyección 5, permite tener un RH un 46,3% más pequeño, pero estaríamos incluyendo un intercambiador más que encarecería el proyecto.

Finalmente, el **caso adicional** permite observar los beneficios que nos ofrecería una inyección en el evaporador al momento de operar en condiciones fuera de diseño, reduciendo el tamaño de los equipos y aumentando la eficiencia.

Cualitativamente, implementar una hibridación en la planta de CT considerando la inyección 3 y la inyección 5, sería similar a la inyección 1 y 2 de la planta de PT respectivamente, pero con materiales más costosos debido a las elevadas temperaturas. Finalmente, la implementación de la inyección

7 CONCLUSIONES Y LINEAS DE DESARROLLO

Esta sección no solo presenta las conclusiones obtenidas mediante la realización del proyecto, sino también las posibles futuras líneas de desarrollo como continuación del trabajo desarrollado.

7.1 Conclusiones

- La hibridación de plantas convencionales de carbón representa una gran solución al cierre de estas plantas, no solo en España sino en el mundo ya que permite aprovechar las instalaciones ya existentes y así sacar provecho a los beneficios de ambas plantas. Esta mezcla nos permite disminuir el consumo de combustible fósil reduciendo así las emisiones contaminantes.
- Para implementar una hibridación con una Central de Concentración Solar con Colector Cilindro Parabólico en la Central Térmica de Jerada escojo la inyección 1 (en el EVA) debido a su sencilla implementación con respecto a la inyección 2 (en el RH y entre el SH1 y SH2) ya que no involucra agregar equipos adicionales como el sobrecalentador intermedio.
- La inyección 1 e inyección 3 poseen un potencial de descarbonización de más de 428 mil toneladas de CO₂ al año, además ofrecer beneficios como el ahorro de 53 millones de euros anualmente al disminuir el consumo de carbón. La inyección 2 e inyección 4 tienen un potencial anual de descarbonización de 430 mil toneladas de CO₂. La inyección 4 posee un potencial de descarbonización de 227 mil toneladas de CO₂ al año, y permitiría reducir el consumo de combustible en 28 millones de euros al año.
- Considero que la inyección 4 (en el RH) utilizando una Central de Concentración Solar de Receptor Central es un buen paso para obtener una perspectiva de los grandes beneficios que nos ofrece la hibridación, cómo el hecho de reducir el tamaño de equipos, reducir el consumo de combustible, extender vida útil de equipos y de la planta; pero no sería una de las hibridaciones finales que aplicaría en la Central Térmica de referencia de Jerada ya que no me permite sacar el máximo provecho de la hibridación porque la aportación térmica sólo en el recalentador es menor que la que podría hacer en otras secciones de la caldera de carbón.
- Para implementar una hibridación con una Central de Concentración Solar de Receptor Central en la Central Térmica de Jerada escojo la inyección 3 (en el evaporador) que, con respecto a la inyección 5 (en el RH y entre el SH1 y SH2), posee una gran simplicidad y permite de igual forma apreciar la aportación de beneficios de las hibridaciones.
- La inyección 5 (en el RH y entre el SH1 y SH2) por medio de una Central de Concentración Solar de Receptor Central también sería una excelente implementación dentro de las posibilidades de hibridar una planta ya que permite tener un recalentador más pequeño en tamaño y potencia, con la desventaja de incluir más equipos en comparación con otras inyecciones.

7.2 Trabajos a Futuro

- Análisis económico de cada inyección incluyendo los equipos que conforman la planta de carbón.
- Análisis económico de cada inyección incluyendo no solo los equipos la planta de carbón sino también los equipos que conformarían la hibridación completa con las plantas solares térmicas.
- Estudio del comportamiento del campo solar y de los intercambiadores sales-agua en las plantas de PT (Cilindro Parabólica) y de CT (Torre Central), incluyendo balances de masa y energía.
- Realizar hibridaciones en plantas pilotos que permitan verificar la eficacia de las inyecciones de vapor.
- Realizar un análisis de los equipos auxiliares necesarios para la implementación de las inyecciones de vapor en todas las hibridaciones.
- Investigar nuevos tipos de inyecciones de vapor que puedan aportar mayores beneficios.

8 ANEXO

8.1 Tabla de Centrales Térmicas de Carbón en Europa, Turquía y Balcanes Occidentales.

La información de la siguiente tabla fue obtenida de la base de datos del Europe Beyond Coal [26]. Dicha base recopila información como capacidad, año de puesta en marcha, propietario, estado, localización geográfica, histórico de emisiones de CO₂ y más. El tamaño mínimo de las plantas a continuación es de 15 MWe.

Nombre de la Central	País	Región	Tipo de Comb.	No. Calderas	Capacidad (MW Bruto)
Gacko	Bosnia & Herzegovina	Western Balkans	Lignite	1	300
Kakanj	Bosnia & Herzegovina	Western Balkans	Lignite	3	450
Stanari	Bosnia & Herzegovina	Western Balkans	Lignite	1	300
Tuzla	Bosnia & Herzegovina	Western Balkans	Lignite	4	723
Ugljevik	Bosnia & Herzegovina	Western Balkans	Lignite	1	300
Deven	Bulgaria	EU	Hard coal	2	174
Maritsa 3	Bulgaria	EU	Lignite	1	120
Bobov Dol	Bulgaria	EU	Lignite	3	630
AES Galabovo	Bulgaria	EU	Lignite	2	670
Maritsa East 2	Bulgaria	EU	Lignite	8	1602
ContourGlobal Maritsa East 3	Bulgaria	EU	Lignite	4	908
Republika (Pernik)	Bulgaria	EU	Lignite	2	130
Ruse Iztok	Bulgaria	EU	Hard coal	6	400
Brikel	Bulgaria	EU	Lignite	6	360
Sliven	Bulgaria	EU	Lignite	2	45
Ledvice	Czech Republic	EU	Lignite	4	990
Chvaletice	Czech Republic	EU	Lignite	4	820
Detmarovice	Czech Republic	EU	Hard coal	3	600
Hodonin	Czech Republic	EU	Lignite	2	107
Melnik I	Czech Republic	EU	Lignite	4	240
Melnik II / III	Czech Republic	EU	Lignite	3	720
Prunerov	Czech Republic	EU	Lignite	7	1190
Tusimice	Czech Republic	EU	Lignite	4	800
Teplarna Ceskoslovenske Armady (CSA)	Czech Republic	EU	Hard coal	1	24
Karvina	Czech Republic	EU	Hard coal	1	55
Kladno	Czech Republic	EU	Lignite	3	407
Kolin	Czech Republic	EU	Lignite	3	17
Sko-Energo	Czech Republic	EU	Lignite	2	70
Komorany	Czech Republic	EU	Lignite	8	239
Olomouc	Czech Republic	EU	Hard coal	1	50
Trebovice	Czech Republic	EU	Hard coal	3	177
Zavod 4	Czech Republic	EU	Lignite	7	154
Vitkovice	Czech Republic	EU	Hard coal	2	32
Otrokovice	Czech Republic	EU	Lignite	2	50
Opatovice	Czech Republic	EU	Lignite	6	360
Plana	Czech Republic	EU	Lignite	1	46
Plzen	Czech Republic	EU	Lignite	2	137
Pocerady	Czech Republic	EU	Lignite	5	1000
Chomutov	Czech Republic	EU	Lignite	2	26

Malesice	Czech Republic	EU	Hard coal	2	165
Prerov	Czech Republic	EU	Hard coal	2	61
Pribram	Czech Republic	EU	Lignite	2	42
Tisova	Czech Republic	EU	Lignite	5	289
Porici II	Czech Republic	EU	Lignite	3	165
Zlin	Czech Republic	EU	Lignite	3	61
Plzenska energetika ELU III	Czech Republic	EU	Lignite	3	90
Koprivnice	Czech Republic	EU	Hard coal	2	19
Trmice	Czech Republic	EU	Lignite	6	89
Vresova	Czech Republic	EU	Lignite	2	400
Altbach/Deizisau 1+2	Germany	EU	Hard coal	2	855
Niederaussem	Germany	EU	Lignite	7	3676
Bergkamen	Germany	EU	Hard coal	1	780
Berlin-Moabit	Germany	EU	Hard coal	1	100
Berlin-Reuter West	Germany	EU	Hard coal	2	600
Bexbach	Germany	EU	Hard coal	1	780
Lippendorf	Germany	EU	Lignite	2	1867
Boxberg	Germany	EU	Lignite	4	2582
Braunschweig	Germany	EU	Hard coal	1	78
Bremen-Hafen	Germany	EU	Hard coal	1	326
Bremen-Farge	Germany	EU	Hard coal	1	380
Bremen-Hastedt	Germany	EU	Hard coal	1	129
Chemnitz North II	Germany	EU	Lignite	2	167
Cottbus	Germany	EU	Lignite	1	82
Duisburg-Walsum	Germany	EU	Hard coal	2	1200
Erlangen	Germany	EU	Hard coal	1	18
Eschweiler-Weisweiler	Germany	EU	Lignite	4	1958
Flensburg	Germany	EU	Hard coal	3	100
Frankfurt/Main West	Germany	EU	Hard coal	2	144
Scholven/Buer	Germany	EU	Hard coal	3	816
Grevenbroich-Frimmersdorf	Germany	EU	Lignite	2	635
Grevenbroich-Neurath	Germany	EU	Lignite	7	4424
Grosskrotzenburg Staudinger	Germany	EU	Hard coal	1	553
Hamburg-Tiefstack	Germany	EU	Hard coal	1	205
Hamm Westfalen	Germany	EU	Hard coal	1	820
Hannover	Germany	EU	Hard coal	2	300
Heilbronn	Germany	EU	Hard coal	3	1066
Helmstedt Buschhaus	Germany	EU	Lignite	1	405
Herne	Germany	EU	Hard coal	1	500
Mehrum	Germany	EU	Hard coal	1	750
Wahlitz	Germany	EU	Lignite	1	37
Huerth Goldenberg	Germany	EU	Lignite	1	76
Ibbenbueren	Germany	EU	Hard coal	1	838
Karcherstr.	Germany	EU	Hard coal	1	15
Karlsruhe	Germany	EU	Hard coal	2	1462
Kassel	Germany	EU	Lignite	1	38
Cologne-Merkenich	Germany	EU	Lignite	1	85
Leverkusen	Germany	EU	Hard coal	1	112
Luenen-Stummhafen	Germany	EU	Hard coal	1	820
Mannheim	Germany	EU	Hard coal	4	2146
Marl	Germany	EU	Hard coal	2	136
Offenbach	Germany	EU	Hard coal	1	60
Jaenschwalde	Germany	EU	Lignite	6	3210
Petershagen Heyden	Germany	EU	Hard coal	1	923
Pforzheim	Germany	EU	Hard coal	1	30
Quierschied-Weiher	Germany	EU	Hard coal	1	724
Rostock	Germany	EU	Hard coal	1	553
Schkopau	Germany	EU	Lignite	2	980

Simulación de una Central de Carbón e Hibridación con Tecnologías de Concentración Solar en Thermoflex

Schwarze Pumpe	Germany	EU	Lignite	2	1600
Schweinfurt	Germany	EU	Hard coal	2	29
Stuttgart-Muenster	Germany	EU	Hard coal	2	96
Krefeld-Uerdingen	Germany	EU	Hard coal	2	148
Ulm Magirusstrasse	Germany	EU	Hard coal	5	135
Munich North	Germany	EU	Hard coal	1	365
Voelklingen-Fenne model+heat	Germany	EU	Hard coal	2	466
Frechen/Wachtberg	Germany	EU	Lignite	1	128
Walheim	Germany	EU	Hard coal	2	267
Wedel	Germany	EU	Hard coal	2	290
Wilhelmshaven	Germany	EU	Hard coal	1	788
Wolfsburg North	Germany	EU	Hard coal	2	140
Wolfsburg West	Germany	EU	Hard coal	2	306
Zolling-Leininger	Germany	EU	Hard coal	1	474
Hamburg-Moorburg	Germany	EU	Hard coal	2	1640
Wilhelmshaven Engie	Germany	EU	Hard coal	1	795
Frankfurt/Oder	Germany	EU	Lignite	1	49
Fortuna Nord	Germany	EU	Lignite	1	16
Huerth Ville/Berrenrath	Germany	EU	Lignite	1	57
Esbjerg	Denmark	EU	Hard coal	1	407
Asnaes	Denmark	EU	Hard coal	3	1057
Fyns	Denmark	EU	Hard coal	1	362
Nordjylland	Denmark	EU	Hard coal	1	411
Agios Dimitrios	Greece	EU	Lignite	5	1595
Amintao	Greece	EU	Lignite	2	600
Melitis (Florina)	Greece	EU	Lignite	1	330
Kardia	Greece	EU	Lignite	2	650
Megalopoli A	Greece	EU	Lignite	1	300
Megalopoli B	Greece	EU	Lignite	1	300
Alcudia II	Spain	EU	Hard coal	2	260
Teruel/Andorra	Spain	EU	Lignite	3	1101
As Pontes	Spain	EU	Hard coal	4	1469
Litoral	Spain	EU	Hard coal	2	1159
Abono	Spain	EU	Hard coal	2	916
Puente Nuevo	Spain	EU	Hard coal	1	324
Lada	Spain	EU	Hard coal	1	358
La Robla	Spain	EU	Hard coal	2	655
Los Barrios	Spain	EU	Hard coal	1	589
Meirama	Spain	EU	Hard coal	1	580
Soto de Ribera	Spain	EU	Hard coal	1	350
Compostilla II	Spain	EU	Hard coal	3	1052
Narcea	Spain	EU	Hard coal	2	531
Velilla	Spain	EU	Hard coal	2	516
Suomenoja	Finland	EU	Hard coal	2	170
Hanasaari B	Finland	EU	Hard coal	2	228
Salmissari	Finland	EU	Hard coal	1	177
Naantali-1	Finland	EU	Hard coal	3	366
Meri-Pori	Finland	EU	Hard coal	1	614
Vaskiluoto 2	Finland	EU	Hard coal	1	250
Martinlaakso	Finland	EU	Hard coal	1	80
Cordemais	France	EU	Hard coal	2	1261
Le Havre II	France	EU	Hard coal	1	630
Chambiere	France	EU	Hard coal	2	39
Provence	France	EU	Hard coal	1	625
Emile-Houchet	France	EU	Hard coal	1	647
Le Moule Caraibe	France	EU	Hard coal	1	38
Plomin	Croatia	EU	Hard coal	2	335
Oroszlany	Hungary	EU	Hard coal	4	250
Matra	Hungary	EU	Lignite	5	884

Moneypoint	Ireland	EU	Hard coal	3	915
Brindisi Sud	Italy	EU	Hard coal	4	2640
Brindisi Nord	Italy	EU	Hard coal	2	640
Torrevaldaliga Nord	Italy	EU	Hard coal	3	1980
Bastardo	Italy	EU	Hard coal	2	150
La Spezia	Italy	EU	Hard coal	1	600
Monfalcone	Italy	EU	Hard coal	2	336
Fiume Santo	Italy	EU	Hard coal	2	640
Sulcis	Italy	EU	Hard coal	2	590
Fusina	Italy	EU	Hard coal	4	976
Kosovo A	Kosovo	Western Balkans	Lignite	3	610
Kosovo B	Kosovo	Western Balkans	Lignite	2	678
Pljevlja	Montenegro	Western Balkans	Lignite	1	225
Bitola	North Macedonia	Western Balkans	Lignite	3	675
Oslomej	North Macedonia	Western Balkans	Lignite	1	125
Amer	Netherlands	EU	Hard coal	1	652
Maasvlakte 3	Netherlands	EU	Hard coal	1	1196
Maasvlakte New	Netherlands	EU	Hard coal	1	870
Eemshaven	Netherlands	EU	Hard coal	2	1739
Bedzin	Poland	EU	Hard coal	1	82
Lagisza	Poland	EU	Hard coal	3	700
Belchatow	Poland	EU	Lignite	12	5030
Bialystok	Poland	EU	Hard coal	2	110
Bielsko-Biala	Poland	EU	Hard coal	2	105
Turow	Poland	EU	Lignite	6	1488
Opole	Poland	EU	Hard coal	6	3332
Bydgoszcz II	Poland	EU	Hard coal	4	192
Miechowice	Poland	EU	Hard coal	3	125
Chorzow 2	Poland	EU	Hard coal	2	226
Czestochowa	Poland	EU	Hard coal	1	64
Elblag	Poland	EU	Hard coal	3	62
Gdansk 2	Poland	EU	Hard coal	4	217
Gdynia	Poland	EU	Hard coal	2	105
Jaworzno 2	Poland	EU	Hard coal	3	200
Jaworzno 3	Poland	EU	Hard coal	6	1345
Katowice	Poland	EU	Hard coal	1	135
Patnow I	Poland	EU	Lignite	5	1000
Konin	Poland	EU	Lignite	4	193
Kozienice	Poland	EU	Hard coal	11	3994
Krakow	Poland	EU	Hard coal	3	350
Laziska	Poland	EU	Hard coal	6	1155
Lodz 3	Poland	EU	Hard coal	4	198
Lodz 4	Poland	EU	Hard coal	3	215
Mielec	Poland	EU	Hard coal	1	30
Dolna Odra	Poland	EU	Hard coal	6	1362
Ostroleka	Poland	EU	Hard coal	4	681
Polaniec	Poland	EU	Hard coal	7	1657
Poznan-Karolin	Poland	EU	Hard coal	3	285
Rybnik	Poland	EU	Hard coal	8	1775
Czechnica	Poland	EU	Hard coal	3	132
Skawina	Poland	EU	Hard coal	4	440
Stalowa Wola	Poland	EU	Hard coal	2	250
Pomorzany	Poland	EU	Hard coal	2	134

Simulación de una Central de Carbón e Hibridación con Tecnologías de Concentración Solar en Thermoflex

Szczecin	Poland	EU	Hard coal	1	69
Siersza	Poland	EU	Hard coal	4	557
Tychy	Poland	EU	Hard coal	3	155
Siekierki	Poland	EU	Hard coal	5	591
Zeran	Poland	EU	Hard coal	1	386
Wroclaw	Poland	EU	Hard coal	3	263
Zabrze	Poland	EU	Hard coal	1	74
Zofiowka Moszczenica	Poland	EU	Hard coal	1	41
Patnow II	Poland	EU	Lignite	1	474
Zabrze II	Poland	EU	Hard coal	1	220
Pego	Portugal	EU	Hard coal	2	683
Sines	Portugal	EU	Hard coal	4	1296
Craiova II	Romania	EU	Lignite	2	300
Iasi II	Romania	EU	Hard coal	1	60
Isalnita	Romania	EU	Lignite	2	630
Mintia	Romania	EU	Hard coal	5	1075
Govora	Romania	EU	Lignite	2	100
Rovinari	Romania	EU	Lignite	4	1320
Turceni	Romania	EU	Lignite	4	1320
Paroseni	Romania	EU	Hard coal	1	150
Kolubara A	Serbia	Western Balkans	Lignite	4	239
Kostolac A	Serbia	Western Balkans	Lignite	2	310
Kostolac B	Serbia	Western Balkans	Lignite	2	697
Morava	Serbia	Western Balkans	Lignite	1	120
Nikola Tesla A	Serbia	Western Balkans	Lignite	6	1745
Nikola Tesla B	Serbia	Western Balkans	Lignite	2	1290
Te-Tol	Slovenia	EU	Lignite	3	124
Sostanj	Slovenia	EU	Lignite	2	945
Teko	Slovakia	EU	Hard coal	2	121
Vojany I	Slovakia	EU	Hard coal	2	220
Novaky	Slovakia	EU	Lignite	4	266
Zvolenska	Slovakia	EU	Lignite	2	44
Martinska	Slovakia	EU	Lignite	2	42
Silopi	Turkey	Turkey	Lignite	3	413
Atlas	Turkey	Turkey	Hard coal	2	1304
Colakoglu	Turkey	Turkey	Hard coal	1	207
ICDAS Bekirli	Turkey	Turkey	Hard coal	2	1216
Isken Sugozu	Turkey	Turkey	Hard coal	2	1320
Izdemir Enerji	Turkey	Turkey	Hard coal	1	380
Zonguldak Eren I	Turkey	Turkey	Hard coal	1	174
ICDAS Celik	Turkey	Turkey	Hard coal	3	410
Afsin Elbistan A	Turkey	Turkey	Lignite	4	1473
Afsin Elbistan B	Turkey	Turkey	Lignite	4	1565
Bolu-Goynuk	Turkey	Turkey	Lignite	2	275
Can I Onsekizmart	Turkey	Turkey	Lignite	2	348
Catalagzi	Turkey	Turkey	Hard coal	2	326
Cayirhan	Turkey	Turkey	Lignite	4	674
Kangal	Turkey	Turkey	Lignite	3	497
Kemerkooy	Turkey	Turkey	Lignite	3	685
Orhaneli	Turkey	Turkey	Lignite	1	397
Seyitomer	Turkey	Turkey	Lignite	4	652
Soma B	Turkey	Turkey	Lignite	6	1076
Tufanbeyli	Turkey	Turkey	Lignite	3	489

Tuncbilek	Turkey	Turkey	Lignite	3	397
Yatagan	Turkey	Turkey	Lignite	3	685
Yenikoy	Turkey	Turkey	Lignite	2	457
Yunus Emre	Turkey	Turkey	Lignite	1	158
Can II	Turkey	Turkey	Lignite	1	330
Cenal	Turkey	Turkey	Hard coal	2	1320
Zonguldak Eren II	Turkey	Turkey	Hard coal	2	1337
Zonguldak Eren III	Turkey	Turkey	Hard coal	2	1461
Soma Kolin	Turkey	Turkey	Lignite	2	510
Uskmouth	United Kingdom	EU	Hard coal	2	242
Ratcliffe	United Kingdom	EU	Hard coal	4	2174
West Burton	United Kingdom	EU	Hard coal	4	2187
Drax	United Kingdom	EU	Hard coal	2	1402
Kilroot	United Kingdom	EU	Hard coal	2	565

9 REFERENCIAS

- [1] B. Sevilla, «Ranking mundial de los principales países consumidores energía primaria en 2018,» Statista, Junio, 2019. [En línea]. Available: <https://es.statista.com/estadisticas/635203/paises-con-mayor-consumo-de-energia-primaria/#statisticContainer>.
- [2] B. Sevilla, «Ranking de los países que emitieron más dióxido de carbono (CO₂) en 2018,» Statista, Diciembre, 2019. [En línea]. Available: <https://es.statista.com/estadisticas/600677/porcentaje-de-las-emisiones-globales-de-co2-por-paises/>.
- [3] Ministerio de Transición Ecológica, «Informe de Inventario Nacional Gases de Efecto Invernadero,» *Gobierno de España*, p. 953, Marzo 2020.
- [4] P. S. Vasa-Sideris, «Advantages and Disadvantages of Energy Sources,» Marietta, Georgia, USA.
- [5] Observatorio de la Sostenibilidad, «Evolución de las Emisiones de Gases de Efecto Invernadero en España (1990-2019),» Marzo, 2020.
- [6] Comisión Europea, «Hoja de Ruta hacia una Economía Hipocarbónica Competitiva en 2050,» Bruselas, Marzo, 2011.
- [7] E. Cerdá y X. Labandeira, «Balance de la Cumbre de Copenhague sobre Cambio Climático,» *ICEI PAPER*, nº 13, p. 4, 2010.
- [8] Comisión Europea, «Paquete de Medidas sobre Clima y Energía hasta 2020,» 2013. [En línea]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020_es#tab-0-0.
- [9] Comisión Europea, «Marco sobre Clima y Energía para 2030,» Enero 2014. [En línea]. Available: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_es.
- [10] Red Eléctrica de España S.A., «Ley del Cambio Climático y Transición Energética,» Madrid, Septiembre, 2017.
- [11] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, «PLAN NACIONAL INTEGRADO DE ENERGÍA Y CLIMA 2021-2030,» Gobierno de España, 20 de enero 2020.
- [12] Observatorio de la Sostenibilidad, «Emergencia Climática en España. COP25. Evidencias, Emisiones y Descarbonización.,» Diciembre, 2019.
- [13] J. Ramirez Vazquez y L. Beltran Vidal, Centrales Eléctricas - Enciclopedia CEAC de Electricidad, Barcelona, 1995.
- [14] H. B. Herrada Fernández, «Adaptación del código DELSOL a sistemas de 64 bits. Diseño y simulación de una planta de torre central,» Universidad de Almería, 2018.
- [15] Solar Power and Chemical Energy Systems, «CSP Projects Around the World,» International Energy Agency, September, 2021. [En línea]. Available: <https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-projects-around-the-world/>.

- [16] SolarPACES, «How CSP Works: Tower, Trough, Fresnel or Dish,» June, 2018. [En línea]. Available: <https://www.solarpaces.org/how-csp-works/>.
- [17] R. Méndez, «Las emisiones de CO2 bajaron un 8% en 2008,» *El País*, Mayo, 2009.
- [18] P. Bayer y M. Aklin, «The European Union Emissions Trading System reduced CO2 emissions despite low prices,» *PNSA: Proceedings of the National Academy of Sciences*, Abril, 2020.
- [19] T. Economics, «GC Newcastle Coal Futures,» [En línea]. Available: <https://tradingeconomics.com/commodity/coal>. [Último acceso: 29 Septiembre 2021].
- [20] Investing, «Carbon Emissions Futures Overview,» [En línea]. Available: <https://www.investing.com/commodities/carbon-emissions>. [Último acceso: 29 Septiembre 2021].
- [21] Investing, «GC Newcastle Coal Futures,» [En línea]. Available: <https://www.investing.com/commodities/newcastle-coal-futures>. [Último acceso: 29 Septiembre 2021].
- [22] M. Blomberg, «LARGE-SCALE BIOMASS GASIFICATION PLANT INTEGRATED TO A COAL-FIRED BOILER,» Vaasa, Finlandia, Noviembre, 2014.
- [23] K. Ross, «Stadtwerke Kiel replaces coal plant with cutting-edge CHP facility,» *Power Engineering International*, Enero, 2020.
- [24] C. Carvajal, «Las centrales térmicas estudian sustituir parte del carbón por residuos agrícolas y forestales,» *Renewable Energy Magazine*, Diciembre, 2005.
- [25] H. Hashem, «Fresnel developer builds India supply base to serve 1.7 GW CSP-coal market,» *New Energy Update*, Enero, 2017.
- [26] Europe Beyond Coal, «Coal Plant Database,» 21 Abril 2020. [En línea]. Available: <https://beyond-coal.eu/database/>.
- [27] OPEX Energy, «El Futuro de la Termosolar: Plantas Híbridas,» [En línea]. Available: http://opex-energy.com/termosolares/futuro_termosolar.html.
- [28] ONEE, «Proyecto Ampliación Central Térmica Jerada,» Diciembre 2017. [En línea]. Available: http://www.one.ma/fr/pages/projet_thermique.asp?esp=2&id1=5&id2=54&id3=77&ch=6&t2=1&t3=1.
- [29] Partager, «CENTRAL TÉRMICA DE JERADA: UNA NUEVA UNIDAD DE 350 MW QUE PRONTO ESTARÁ OPERATIVA CON ESTÁNDARES AMBIENTALES INTERNACIONALES,» MAP Ecology. Agence Marocaine de Presse, 12 Diciembre 2017. [En línea]. Available: <http://mapecology.ma/actualites/centrale-thermique-de-jerada-nouvelle-unite-de-350-mw-bientot-operationnelle-standards-internationaux-de-preservation-de-lenvironnement/>.
- [30] D. S. Mills, «Combining solar power with coal-fired power plants, or cofiring natural gas,» vol. CCC/279, Octubre, 2017.
- [31] R. A. Chaplin, «Fossil Fuel Fired Boiler Air and Gas Path,» de *Thermal Power Plants*, Canada, Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS), 2009, p. Vol. II.
- [32] Coal Handling Plants, «Boiler in Thermal Power Plant,» 2021. [En línea]. Available:

<https://www.coalhandlingplants.com/boiler-in-thermal-power-plant/>.

- [33] A. O. Behn, «Análisis de la Eficiencia en Calderas,» *Thermal Engineering LTDA*, nº Fono: 56-2-3347402.
- [34] D. Rovirosa y E. Herrera, «¿La UE aún ofrece ayudas al carbón?,» *La Vanguardia*, 07 Abril 2019.
- [35] M. Ramis, «La central térmica de Es Murterar apaga sus dos grupos más antiguos,» *UH Noticias*, Diciembre, 2019.
- [36] M. Planelles, «Plan Climático que España envía a Bruselas,» *El País*, 22 Febrero 2019. [En línea]. Available: https://elpais.com/sociedad/2019/02/22/actualidad/1550838558_640834.html.
- [37] A. Cerrillo, «España Abandona El Carbón,» *La Vanguardia*, Enero, 2020.
- [38] A. Cerillo, «Las Emisiones Descendieron un 5,8% en España el 2019 y Bajarán más por el Coronavirus,» *La Vanguardia*, Marzo, 2020.
- [39] A. Cerillo, «La UE pone fin a los subsidios al carbón en el 2025 para proteger el clima,» *La Vanguardia*, Diciembre, 2018.
- [40] A. Carrasco, «Los Barrios mantendrá una de las tres únicas centrales de carbón activas del país,» *EuropaSur*, 06 Octubre 2019.
- [41] Markets Insider, «CO2 EUROPEAN EMISSION ALLOWANCES,» 17 Febrero 2020. [En línea]. Available: <https://markets.businessinsider.com/commodities/co2-european-emission-allowances>. [Último acceso: 15 Abril 2020].
- [42] Comisión de Expertos sobre Transición Energética , «Análisis y Propuestas para la Descarbonización,» Abril, 2018.
- [43] EDP España, «Actividades - Generación - Centrales Térmicas,» Abril, 2020. [En línea]. Available: <https://www.edpenergia.es/institucional/es/centrales-termicas.html>.
- [44] LONDON COMMODITY BROKERS, «API2 Rotterdam Coal Futures,» ATW1 Chart - Trading View, 1 Mayo 2020. [En línea]. Available: <http://www.londoncommoditybrokers.com/index.php/price-information/>. [Último acceso: 06 Mayo 2020].
- [45] D. A. Cabrera, «Almacenamiento Térmico en Aplicaciones Solares de Concentración de Alta Temperatura,» Sevilla, 2012.
- [46] Department of Energy (US DOE), «Coal-Hybrid Power Systems for the Future,» *National Energy Technology Laboratory (NETL)*, Vols. %1 de %2DOE/NETL-2016/1804, Febrero,2016.
- [47] ALM, «Central térmica Jerada: próximamente operativa una nueva unidad de 350 MW,» *Aujourd'hui Le Maroc*, Diciembre 2017. [En línea]. Available: <https://aujourd'hui.ma/economie/centrale-thermique-de-gerada-une-nouvelle-unite-de-350-mw-bientot-operationnelle>.
- [48] G. J. Marturet Pérez, «Análisis Numérico para la Determinación de Eficiencias Hidráulicas en Turbinas de Flujo Libre,» *XII Congreso CIMENICS : Ingeniería y Ciencias Aplicadas: Modelos Matemáticos y Computacionales.*, 2014.
- [49] P. Turmero, «Balance Térmico y Termoeconómico,» 2017.

- [50] P. F. Diez, «21. Efecto de la Ceniza del combustible en el diseño y funcionamiento. Centrales Térmicas,» 2008.
- [51] A. Singh, V. Sharma, S. Mittal, G. Pandey, D. Mudgal y P. Gupta, «An overview of problems and solutions for components subjected to fireside of boilers.,» 9, Mayo 2016.
- [52] J. Goebel, F. Pettit y G. Goward, «Mechanism for the hot corrosion of nickel-base alloys.,» Metal Trans, 1973.
- [53] W. Chavez, C. Paredes y J. Pachecho, «Causas de Fallas en Calderas,» Edición Especial ESPOL Ciencia, Área de Materiales y Procesos de Transformación, 2003.
- [54] A. K. Sebastian Teir, «Boiler Calculations,» March, 2016.
- [55] B. Anderson, «Coal Fired Boiler - Principals,» October, 2015.
- [56] A. V, «Factors affecting Boiler Efficiency in Thermal Power Plant,» Department of Electronics & Communication Engineering, Manipal Institute of Technology, January, 2018.